

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

SMALL GAS TURBINES
AND FREE PISTON ENGINES

ARTHUR W. JUDGE

CHAPMAN & HALL LTD
LONDON 1960

А. Джадж

ГАЗОТУРБИННЫЕ
ДВИГАТЕЛИ
МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Перевод с английского
Г. И. МИРОНОВА и К. К. НИКОЛАЕВА

Под редакцией
канд. техн. наук
Н. П. СТУЛЬНИКОВА

ИЗДАТЕЛЬСТВО ИНОСТРАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Москва 1963

Книга посвящена вопросам теории и конструирования газотурбинных двигателей малой мощности. Большое внимание уделяется рассмотрению конструкции и особенностей работы автомобильных газотурбинных двигателей таких, как двигатели фирм «Дженерал Моторс», «Остин», «Фиат», «Форд» и др.

В книге рассматриваются также различные области применения малых газотурбинных двигателей и приводится описание типов двигателей, имеющих широкое применение.

Книга представляет интерес для инженерно-технических работников, занимающихся вопросами конструирования и эксплуатации газотурбинных двигателей малой мощности.

Редакция литературы по вопросам техники

ПРЕДИСЛОВИЕ РЕДАКТОРА ПЕРЕВОДА

За последние 10—15 лет за рубежом проведена большая научно-исследовательская и конструкторская работа по решению основных проблем стационарного и транспортного газотурбостроения. В результате этого созданы эффективные газотурбинные установки, которые нашли применение в различных отраслях промышленности и др. областях хозяйства. Некоторые типы газотурбинных установок вследствие своих преимуществ по сравнению с другими тепловыми двигателями находятся в фазе серийного производства и используются для магистральных газопроводов, электростанций, морских судов и др.

Некоторые недостатки и трудности газодинамического, термодинамического и практического характера, имеющие место при создании экономичных газотурбинных установок малой мощности, поставили перед конструкторами вопрос о необходимости заняться в первую очередь разработкой и созданием газотурбинных двигателей средней мощности (1500—10 000 кВт) и впоследствии приступить к созданию двигателей большой мощности порядка 25 000, 50 000 и 100 000 кВт. Успешное решение многих научных проблем и полученный опыт при конструировании и производстве газотурбинных установок средней мощности, а также накопленный опыт их эксплуатации позволили приступить к созданию газотурбинных двигателей малой мощности порядка 10—1200 кВт, которые, несмотря на ряд недостатков, могут успешно применяться в различных областях народного хозяйства.

За последние годы легкие газотурбинные двигатели небольшой мощности начинают применять в качестве энергетических и транспортных установок.

Однако необходимо отметить, что при создании газотурбинных двигателей небольшой мощности приходится решать ряд принципиально новых и сложных проблем, отличных от уже решенных в области газотурбостроения больших стационарных мощностей, в том числе и авиационных двигателей.

Несмотря на это, легкое газотурбостроение в некоторых странах достигло высокого технического развития и стало новой отраслью энергетической машиностроительной промышленности.

Этому техническому прогрессу способствовали результаты эксплуатации многих маломощных двигателей, которые показали ряд преимуществ по сравнению с поршневыми, как, например, небольшой вес, малые габариты, простота конструкции, быстрый запуск в любых климатических условиях, многотопливность, низкая стоимость, простота эксплуатации, возможность многоцелевого использования и др.

В настоящей книге довольно подробно излагаются результаты проведенной работы за рубежом в области создания и внедрения газотурбинных двигателей малой мощности в различные отрасли хозяйства. Книга состоит из 10 глав. В гл. 1 приводится краткий исторический обзор некоторых наиболее важных исследований в области газотурбинных двигателей. В гл. 2 дано общее описание схем простых газотурбинных двигателей малой мощности с центробежным компрессором, с осевым компрессором, радиальной центробежной турбиной и указываются преимущества и недостатки этого типа турбины, газотурбинного двигателя со свободной силовой турбиной. Здесь же излагаются особенности и преимущества газотурбинных двигателей малой мощности (простота конструкции, хорошая механическая уравновешенность, небольшой вес, малые габаритные размеры, более низкое рабочее давление, многотопливность, простота системы смазки и небольшой расход масла, бездымный выхлоп, высокие рабочие числа оборотов) и некоторые недостатки, такие, как низкие значения к. п. д. на нерасчетных режимах, влияние высоких температур на прочностные характеристики металлов, сложность

механической обработки рабочих лопаток с учетом ее стоимости.

Некоторые теоретические сведения для цикла с постоянным давлением сгорания (термические к. п. д. цикла, зависимость к. п. д. от температуры цикла, к. п. д. компрессора, турбины и т. д.) изложены в общедоступной форме в гл. 3.

В гл. 4 рассматриваются вопросы, связанные с эффективностью газотурбинных двигателей и влиянием основных параметров на к. п. д. двигателя.

Пути улучшения характеристик малых газотурбинных двигателей (повышение к. п. д. элементов двигателя, применение теплообменников, охлаждение турбин) изложены в гл. 5. Здесь же приводится описание различных типов теплообменников: регенеративного, рекуперативного, вращающегося регенератора, трубчатого регенератора с противотоком, регенератора с неподвижным теплоемким элементом, а также краткое описание теплообменников некоторых фирм.

В книге рассматриваются вопросы применения газотурбинных двигателей на автомобилях. Указаны их недостатки и преимущества (гл. 6). Приводится описание автомобильных газотурбинных двигателей фирм «Ровер», «Остин», «Крайслер», «Дженерал Моторс» и др.

Свободно-поршневые двигатели рассматриваются в гл. 7, в которой изложены принципы их работы, преимущества и недостатки этих двигателей, а также указаны области их применения.

Приводится описание отдельных типов камер сгорания и топливных систем, применяемых в малых газотурбинных двигателях (гл. 8). Рассматриваются применяющиеся принципиальные системы регулирования подачи топлива и основные требования, предъявляемые к ним. Дано описание некоторых типов топливных форсунок.

Высокожаропрочным материалам, применяющимся для изготовления отдельных элементов газотурбинных двигателей с изложением основных предъявляемых к ним требований, посвящена гл. 9.

В заключение (гл. 10) приводится описание отдельных типов работающих газотурбинных двигателей малой

мощности и области их эффективного фактического применения.

Как указано в предисловии автора, цель этой книги состоит в том, чтобы в сравнительно простой форме изложить наиболее важные теоретические и экспериментальные проблемы, связанные с созданием газотурбинных двигателей малой мощности, рассмотреть некоторые практические вопросы и привести примеры удачных конструкций газотурбинных и свободно-поршневых двигателей. Поставленную автором задачу можно считать успешно выполненной. Одновременно с этим необходимо отметить, что если в части теоретических вопросов изложение носит популярный характер и не дает чего-либо нового, то в области описания конструкций двигателей приводится много полезных данных, полученных на основе эксплуатации многих типов работающих газотурбинных двигателей малой мощности. Одновременно книга знакомит читателя с вопросами развития легкого газотурбостроения в основных зарубежных странах (США, Англия, Франция и др.) и путями внедрения газотурбинных двигателей малой мощности.

Книга, несомненно, представляет интерес для инженерно-технических работников, занимающихся вопросами конструирования и эксплуатации малых газотурбинных двигателей.

Н. П. Стульников

ПРЕДИСЛОВИЕ АВТОРА

Успешное развитие авиационного газотурбинного двигателя продемонстрировало многие его преимущества по сравнению с поршневым двигателем внутреннего сгорания, а именно: значительно меньший вес и объем, почти идеальную уравновешенность, меньшее количество деталей, более низкие рабочие давления, конструктивную простоту, а также простоту обслуживания и некоторые другие. Конечно, газотурбинный двигатель в настоящее время обладает также определенными недостатками и при его создании возникают еще некоторые трудности. Однако основным недостатком газотурбинного двигателя является относительно высокий удельный расход топлива, который в большинстве случаев может быть снижен. Так, удельный расход топлива большинства современных двухкаскадных двигателей с высокой степенью повышения давления либо равен, либо в ряде случаев даже меньше удельного расхода топлива поршневого двигателя такой же мощности с его многочисленными движущимися возвратно-поступательно и вращающимися элементами.

Благодаря успехам в развитии газотурбинного двигателя в авиации стали делать попытки применения этого типа двигателя в других областях. Были проведены исследования с целью решения новых задач, связанных с применением газотурбинных двигателей, особенно двигателей небольших мощностей, в различных областях. Результаты этих исследований показывают, что газотурбинный двигатель во многих случаях по минимальному весу и объему с учетом указанных выше преимуществ превосходит бензиновый двигатель или двигатель Дизеля равных мощностей. Однако по перво-

начальной стоимости с бензиновым двигателем, находящимся в массовом производстве, могут конкурировать только наиболее простые типы газотурбинных двигателей. В связи с этим при конструировании самых малых двигателей мощностью порядка 40—150 л. с. не следует принимать во внимание некоторые из тех достижений, которые получены в авиационных газотурбинных двигателях. Это в свою очередь означает снижение термического к. п. д. двигателя и связанное с этим значительное увеличение удельного расхода топлива. Этот недостаток в некоторой степени компенсируется в газотурбинном двигателе возможностью использования в нем более дешевых сортов топлив, а также незначительным расходом смазки. В некоторых случаях, особенно при использовании двигателя на более тяжелых грузовых и транспортных автомобилях, становится возможным применение теплообменников соответствующих размеров. В этом случае удельный расход топлива более современных газотурбинных двигателей приблизительно равен расходу топлива в бензиновом двигателе. Однако это достигается за счет увеличения удельного веса двигателя.

В данной книге рассматриваются вопросы, связанные с конструированием газотурбинных двигателей, — от самых малых, мощностью 30—40 л. с., до более крупных двигателей, мощностью 1000—1500 л. с., причем основное внимание уделяется двигателям средней мощности, т. е. двигателям начиная от сравнительно простых малых газотурбинных двигателей, использующих центробежный компрессор и осевую или радиальную центробежную турбину (отбор мощности от которых производится через вал), до более крупных двигателей мощностью 700—1500 л. с. Двигатель мощностью 750—900 л. с. обычно состоит из 10-ступенчатого осевого компрессора, 2-ступенчатой турбины, приводящей компрессор, 1- или 2-ступенчатой отдельной силовой турбины и имеет сравнительно малые удельный вес и расход топлива.

Существующие малые газотурбинные двигатели имеют довольно широкое распространение: эти двигатели применяются в качестве портативных и стационар-

ных силовых установок, таких, как электрические генераторы, воздушные компрессоры, центробежные насосы для дренажных, противопожарных и других целей; как силовые установки для легких самолетов, включая геликоптеры, небольшие пассажирские и транспортные самолеты; как вспомогательные двигатели для увеличения взлетной мощности самолетов с поршневыми двигателями; в качестве силовых установок управляемых снарядов и беспилотных самолетов, используемых в качестве мишеней; как портативные наземные или бортовые силовые средства (обычно воздушного типа) для запуска больших авиационных реактивных двигателей, как силовые установки автомобилей, для привода небольших морских судов, таких, как катера, спасательные суда и т. д.; в качестве агрегатов турбонаддува, а также двигателей, работающих на газах от котельных установок, которые используют воздух высокого давления, или от газов, образующихся при промышленных процессах.

Целью этой книги является представить в сравнительно простой форме некоторые из наиболее важных теоретических и экспериментальных проблем, связанных с созданием малых газотурбинных двигателей, рассмотреть некоторые практические вопросы и привести примеры удачных конструкций гражданских двигателей, включая также малые свободно-поршневые двигатели.

Ввиду обширности вопросов эту тему невозможно рассмотреть достаточно полно в относительно малом объеме книги. Читатель, желающий получить более подробную информацию по интересующим его вопросам, может обратиться к первоисточникам, указанным в библиографии в конце книги.

А. Джадж

Г Л А В А

НЕКОТОРЫЕ ИСТОРИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия турбины как потенциальной силовой установки был известен в очень давние времена, относящиеся еще к появлению несовершенной реактивной турбины Хиро (около 130 лет до н. э.) и простой активной турбины Джованни Бранка (1629 г.). Эти турбинные колеса, работавшие на паре, впоследствии уступили место машинам, использующим в качестве рабочего тела газы, образующиеся при сгорании смеси топлива с воздухом. Самым первым газотурбинным двигателем, имевшим практическое значение, был двигатель Джона Бербера из Нанитона, в патенте которого за № 1833 от 1791 г. описывалась газовая турбина постоянного давления с непрерывным сгоранием топлива и системой водяного охлаждения турбинного колеса. Начиная с этого времени газовые и паровые турбины привлекали внимание многих изобретателей. Появился ряд патентов и экспериментальных двигателей. Среди первых турбостроителей наиболее выдающимися были: английский изобретатель В. Ф. Фернибоу (1850 г.); французы Арменго и Лемаль (1894 г.), которые создали двигатель мощностью 500 л. с. со скоростью вращения ротора 5000 об/мин, снабженный форсункой для распыления жидкого топлива, электрической свечой зажигания и водяными жиклерами для впрыскивания воды с целью охлаждения турбинных сопловых и рабочих лопаток; Штольц (1900—1904 гг.), двигатель которого имел осевой многоступенчатый компрессор, многоступенчатую турбину и теплообменник. Вследствие низких к. п. д. компрессора и турбины двигатель не нашел практического применения. Чарльз Парсон, изобретатель паровой турбины, в 1884 г. получил патент, содер-

жащий описание основных элементов современного газотурбинного двигателя. Немец Х. Х. Хольцварт (1905 г.) изобрел газотурбинный двигатель со сгоранием при постоянном объеме, который был изготовлен швейцарской фирмой «Браун Бовери» в 1911 г. Впоследствии фирма «Браун Бовери» разрабатывала и выпускала двигатели со сгоранием при постоянном давлении или непрерывного сгорания для локомотивов, стационарных, морских и других установок. Иендрассик (1939 г.) создал двигатель со сгоранием при постоянном давлении, который имел компрессор с к. п. д. 0,85 и турбину с к. п. д. 0,84—0,85. Швейцарец Альфред Буши в 1908 г. исследовал возможность использования выхлопных газов от двигателей Дизеля для привода воздушных компрессоров, предназначенных для наддува этих двигателей. Впоследствии фирмой «Браун Бовери» выпускались в течение длительного времени хорошо известные турбонагнетатели Буши. Француз А. Рато примерно в 1917 г. впервые создал турбонагнетатели для поршневых авиационных двигателей. Применение этих турбонагнетателей в этот период позволило увеличить мощность двигателей на больших высотах полета. Американец С. А. Мосс в 1902 г. провел экспериментальные исследования турбин, работающих на выхлопных газах поршневых двигателей. Впоследствии эти исследования привели к конструкции Ширбонди и затем к разработке турбонагнетателей для авиационных двигателей. Итальянец Секондо Кампини является одним из первых изобретателей авиационного реактивного двигателя, чей самолет «Капрони—Кампини» совершил в 1940 г., по-видимому, первый полет протяженностью 270 км от Милана до Рима. Уиттл в 1930 г. опубликовал патент, содержащий описание газотурбинного двигателя в том виде, в каком он известен в настоящее время, и реактивного патрубка «прямоточной» системы. Опубликование более раннего патента Уиттла с его чертежами, вероятно, послужило толчком для немецких промышленников, занимавшихся производством авиационных двигателей. Так, с 1937 г. фирмы «Б.М.В.», «Юнкерс», «Хейнкель—Хирт» и «Даймлер—Бенц» начали проводить экспериментальные работы по авиационным газотурбинным двигателям.

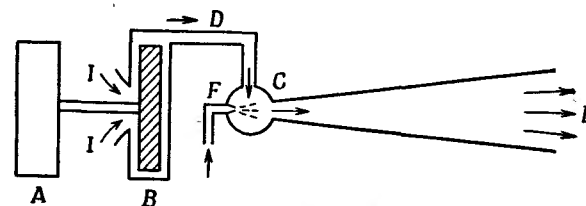
Результаты исследований первых изобретателей показали, что реактивная или активная турбина может производить полезную работу, при этом в качестве рабочего тела используется пар, парогазовая смесь или газ и даже нагретый воздух. Однако мощность турбин была невелика. Тем не менее в некоторых случаях мощность, развиваемая турбиной, была уже достаточной для привода компрессора. В последующий период развития, начиная примерно с 1900 г., были созданы опытные образцы газотурбинных двигателей, многие из которых производили полезную мощность. Однако расход топлива был еще велик. Так, газотурбинный двигатель Арменго и Лемалья имел удельный расход бензина $3,81 \text{ кг/л. с. час.}$, а двигатель Караводина (1908 г.) — $2,22 \text{ кг/л. с. час.}$ Это очень высокие расходы топлива, если учесть, что современные авиационные двигатели без теплообменников имеют удельный расход от 0,191 до $0,318 \text{ кг/л. с. час.}$ Крупные промышленные газотурбинные установки с теплообменниками, работающие по циклу с промежуточным охлаждением и имеющие другие усовершенствования, имеют еще более низкие значения удельного расхода топлива, приближающиеся к удельному расходу топлива двигателей Дизеля.

В данной главе приведен очень краткий исторический обзор некоторых наиболее важных исследований в области газотурбинных двигателей. Для тех, кто желает получить более полную информацию по этому и другим вопросам, в конце книги приведена библиография.

В заключение можно отметить, что большинство исследователей, работавших в области газотурбинных двигателей, ясно представляли себе, какие потенциальные возможности заключает в себе газотурбинный двигатель. Они верили, что такой двигатель может быть значительно легче, меньше по объему, более уравновешенным при работе, чем поршневые двигатели; что он может быть более дешев в изготовлении, чем существующие паровые и другие современные двигатели внутреннего сгорания, более прост в эксплуатации. Современный газотурбинный двигатель, в основном, обладает всеми этими достоинствами, хотя еще существуют некоторые нерешенные проблемы.

ПРОСТОЙ ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

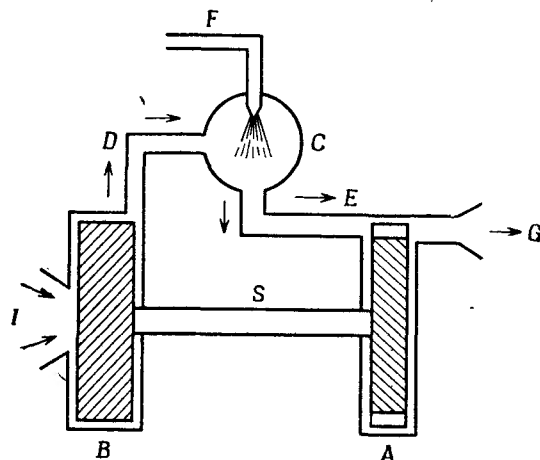
Основой для создания большинства первых газотурбинных двигателей послужили: воздушный компрессор, камера сгорания и турбина, предназначенная для привода компрессора и получения полезной мощности. В этой главе приводится общее описание принципов работы газотурбинного двигателя и его основных элементов, начиная с простейшей схемы реактивного двигателя. На фиг. 1 схематически показан воздушный компрессор B , приводимый во вращение от двигателя A , который может быть либо бензиновым, либо двигателем Дизеля. Воздух, пройдя через входное отверстие I , сжимается при помощи центробежного компрессора, и по трубопроводу D поступает в камеру сгорания C ,



Фиг. 1. Схема элементарного газогенератора для создания реактивной тяги.

снабженную топливной форсункой F . После первоначального воспламенения, осуществляемого при помощи электрической свечи, топливо непрерывно сгорает в потоке воздуха, поступающего из компрессора. Продукты сгорания при высокой температуре, но при несколько меньшем давлении, чем давление воздуха в трубопроводе D , будут выходить через расширяющееся сопло E

в атмосферу, создавая в противоположном направлении тягу. Однако если горячие газы, находящиеся под давлением, подвести не к патрубку, предназначенному для создания реактивной тяги, а к турбине, то двигатель *A* не потребуется, так как мощность, развиваемая турбиной, будет достаточна для вращения компрессора. Подобная схема изображена на фиг. 2. В этой схеме компрессор *B* приводится в действие турбиной *A*, которая

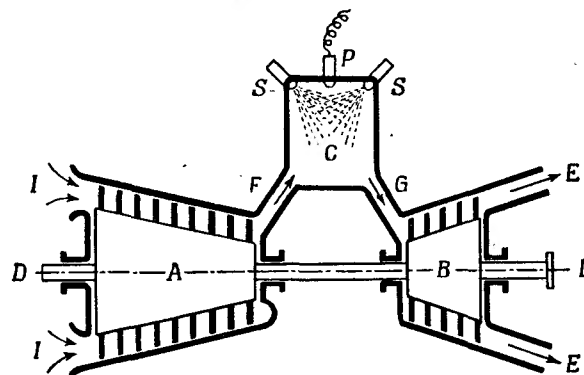


Фиг. 2. Видоизмененный вариант схемы, изображенной на фиг. 1, в котором компрессор приводится во вращение турбиной.

вращается в результате прохождения через нее горячих газов, образующихся при сгорании топлива, поступающего через форсунку *F* в камеру сгорания *C*. Сжатый воздух по трубопроводу *D* поступает в камеру сгорания *C*, а образовавшиеся горячие газы по трубопроводу *E* направляются к лопаткам турбинного колеса или ротора *A* и далее к выходному патрубку *Ст*.

В схеме, показанной на фиг. 2, турбина может развивать мощность, достаточную для вращения воздушного компрессора. Однако при наличии современного компрессора *A* (см. фиг. 3), имеющего высокий к. п. д., эффективной камеры сгорания *C* и форсунки *S*, много-

ступенчатая турбина *B*, в которую поступают продукты сгорания по трубопроводу *G*, способна развивать значительно большую мощность при максимальном числе оборотов, чем это необходимо для вращения осевого, многоступенчатого компрессора *A*. Избыток мощности, развиваемой турбиной в таком двигателе, может быть передан от вала *D* к внешнему потребителю.

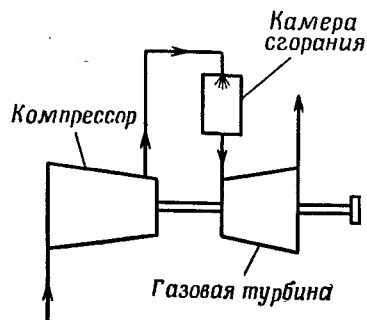


Фиг. 3. Схема простого газотурбинного двигателя, отдающего свою мощность внешнему потребителю.

A — ротор компрессора; *B* — ротор турбины; *C* — камера сгорания; *D* — выходной вал; *E* — выхлопная система двигателя; *F* — трубопровод сжатого воздуха, поступающего в камеру сгорания *C*; *G* — трубопровод продуктов сгорания, поступающих в турбину *B*; *I* — атмосферный воздух, засасываемый в компрессор; *P* — электрическая свеча для воспламенения топлива при запуске; *S* — топливные форсунки.

Атмосферный воздух поступает в компрессор (фиг. 3) через входные отверстия *I*, где сжимается последовательно в каждой из ступеней. При этом давление воздуха возрастает, а удельный объем падает. В процессе сжатия в компрессоре воздух подогревается до температур, значительно превышающих температуру атмосферного воздуха. Так, при увеличении давления в 3—4 раза температура воздуха на выходе из компрессора составляет 150—200° С. Сжатый воздух из компрессора по трубопроводу *F* поступает в камеру сгорания *C*, снабженную одной или несколькими форсунками *S*, подающими топливо в камеру сгорания в распыленном виде,

благодаря чему оно более эффективно перемешивается с движущимся воздухом. Первоначальное воспламенение топлива осуществляется при помощи электрической свечи *P*; далее процесс сгорания становится непрерывным, и система зажигания может быть выключена. В газотурбинных двигателях с осевым компрессором может применяться одна камера сгорания, как это показано на фиг. 3, обычно кольцевого типа. Однако



Фиг. 4. Схема простого газотурбинного двигателя.

вместо одной камеры часто применяются несколько отдельных камер сгорания индивидуального типа. Так, в типовых авиационных газотурбинных двигателях применяются от 8 до 10 индивидуальных камер, каждая из которых снабжена своей топливной форсункой. Продукты сгорания топлива в воздухе, имеющие температуру от 600 до 850° С, из камеры сгорания по трубопроводу *G* поступают в турбину *B*. Протекая в осевом направлении последовательно сначала через неподвижные направляющие или сопловые лопатки, затем через рабочие лопатки турбины, газы отдают часть своей энергии турбинному колесу. При этом давление газов и их температура падают. Например, в случае одноступенчатой турбины, температура газов на выходе из камеры сгорания перед турбиной может быть порядка 850° С, а на выходе из лопаток колеса — порядка 640° С. Давление газов в турбине может изменяться от 3,5 кг/см² перед турбиной до 0,7 кг/см² после турбины и до атмосферного давления на выходе из трубопровода *E*. Выхлопные газы при выходе в атмосферу могут еще иметь высокую температуру, порядка 450—550° С.

На фиг. 4 показана схема простейшей газотурбинной установки, на которой обозначены три основных ее эле-

мента и стрелками указано направление течения воздуха и газов.

В схемах простого газотурбинного двигателя, изображенных на фиг. 3 и 4, передача мощности к внешнему потребителю осуществляется посредством вала, который служит продолжением вала турбокомпрессора (вал справа с фланцем *D*, фиг. 3). Как будет показано далее, такой способ передачи мощности от газотурбинного двигателя к внешнему потребителю не всегда является лучшим.

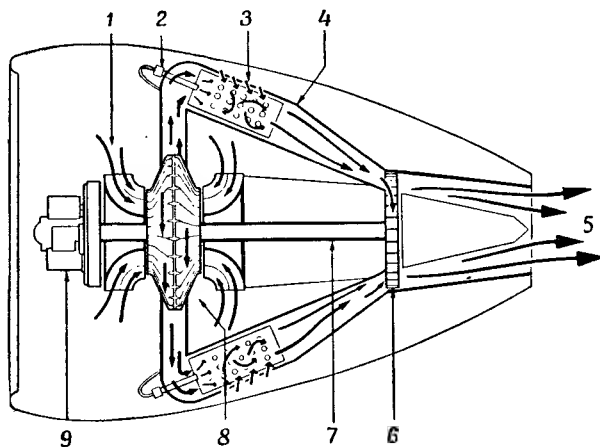
Газотурбинный двигатель с центробежным компрессором

Газотурбинный двигатель авиационного типа с центробежным компрессором послужил основой для разработки многих конструкций более простых газотурбинных двигателей малой мощности. Поэтому в качестве примера рассмотрим два типа этих двигателей, а именно турбореактивный и турбовинтовой. Турбореактивные двигатели малой мощности рассматриваются в гл. 10 данной книги.

На фиг. 5 схематически изображен турбореактивный двигатель с двухсторонним центробежным компрессором. Воздух через входное устройство поступает в крыльчатки (показано стрелками), сжимается в компрессоре и попадает в общую камеру или улитку. Применение такого типа крыльчатки в центробежном компрессоре позволяет в 2 раза увеличить расход воздуха по сравнению с компрессором, имеющим одностороннюю крыльчатку, и, кроме того, уравновесить осевые усилия, действующие на ротор, которые возникают вследствие давления воздуха. При таком устройстве крыльчатки представляется возможность уменьшить общий диаметр компрессора и снизить лобовое сопротивление двигателя.

Из нагнетательных патрубков воздух направляется в отдельные камеры сгорания индивидуального типа, причем топливо впрыскивается в распыленном виде, вдоль потока сжатого воздуха. Как будет более подробно сказано далее, большая часть воздуха, проходящего через

компрессор, используется для охлаждения газов, образовавшихся при сгорании топлива. Охлажденные до нужной температуры газы направляются к турбинному колесу, на валу которого расположена крыльчатка компрессора. Энергия выходящих из турбины газов, которые при выбрасывании из сопла создают реактивную тягу,



Фиг. 5. Газотурбинный двигатель с центробежным компрессором с двухсторонней крыльчаткой.

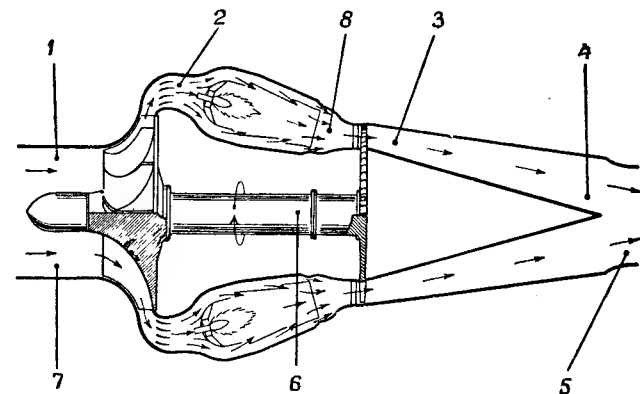
1—входное устройство; 2—топливная форсунка; 3—вторичный воздух; 4—камера сгорания; 5—реактивная струя; 6—турбина; 7—вал турбокомпрессора; 8—крыльчатка компрессора; 9—пусковой электромотор.

может в данном случае рассматриваться как избыток мощности, эквивалентный избыточной мощности простого газотурбинного двигателя. Как видно из фиг. 5, для привода вспомогательных агрегатов и соединения с электрическим пусковым мотором или другим пусковым устройством двигатель имеет специальный вал, который служит продолжением вала турбокомпрессора.

Некоторые физические параметры двигателей

Для целей конструирования необходимо знать примерные значения температур, давлений, скоростей и расходов воздуха и продуктов сгорания в различных ча-

стях двигателя при полной нагрузке. Для любого требуемого размера двигателя эти физические величины можно определить из расчета, а некоторые из них, как, например, температуру и давление, можно замерить при помощи соответствующих приборов. Результаты таковы:



Фиг. 6. Физические параметры по тракту газотурбинного двигателя («де Хэвилленд»).

1—580 км/час, давление и температура атмосферные, 31,1 м³/сек; 2—274 км/час, 3,45 кг/см², 205° С; 3—1200 км/час, 0,598 кг/см², 640° С; 4—2020 км/час, давление атмосферное, 550° С, 84,8 м³/сек; 5—10 000 л. с. (эквивалентная мощность струи при полете со скоростью 805 км/час); 6—10 600 л. с. (мощность, развиваемая турбиной и используемая для привода компрессора при 10 000 об/мин); 7—расход воздуха 140 т/час или 40 кг/сек; 8—860° С.

исследований, проведенных на турбореактивном двигателе «де Хэвилленд», имеющем односторонний центробежный компрессор и развивающем эквивалентную мощность 10 000 л. с. в полете со скоростью 805 км/час, показаны на фиг. 6. Эти результаты содержат некоторые интересные данные. Так, в двигателе, у которого вал турбокомпрессора вращается со скоростью 10 000 об/мин, потребная мощность для привода компрессора составляет не менее 10 600 л. с., а эквивалентная мощность, равная 10 000 л. с., используется для создания реактивной тяги. Таким образом, двигатель должен развивать общую мощность в 20 600 л. с., при полезной мощности 10 000 л. с.

Весовой расход воздуха, проходящего через компрессор, составляет около 40 кг/сек или 144 т/час. Расход топлива (керосина) при полной нагрузке составляет около 0,636 кг/сек или 2,2 т/час. Так как мощность простого газотурбинного двигателя зависит от расхода воздуха, то, для того чтобы увеличить мощность двигателя, компрессор и турбина должны быть сконструированы на больший секундный расход воздуха или газов. Что касается скоростей воздуха и газа, то цифры на фиг. 6 сверху показывают, что при полете самолета со скоростью 580 км/час скорость воздуха перед камерой сгорания будет составлять 274 км/час; на выходе из турбины скорость газов увеличивается до 1200 км/час и на срезе реактивного сопла скорость становится сверхзвуковой, т. е. составляет 2020 км/час. Изменение величин давлений и температур при течении воздуха и продуктов сгорания по тракту газотурбинного двигателя также схематически показано на фиг. 6.

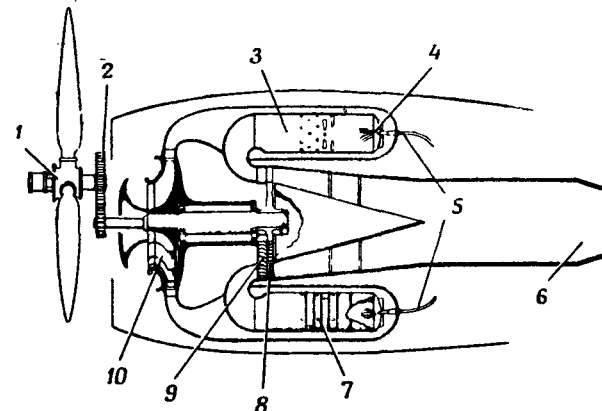
Простой газотурбинный двигатель с силовым валом

Из рассмотрения турбореактивного двигателя очевидно, что чем больше энергии может быть отобрано от продуктов сгорания, тем относительно меньшей энергией будут обладать выхлопные газы, при этом вал турбокомпрессора может быть продолжен вперед и приспособлен для передачи мощности внешним потребителям. Этот принцип применяется в турбовинтовых двигателях (фиг. 7), в которых вал компрессора через понижающую зубчатую передачу соединен с валом воздушного винта. Скорость вращения воздушного винта составляет около 10% скорости вращения вала турбокомпрессора.

Удачной конструкцией газотурбинного двигателя с силовым валом является конструкция турбовинтового двигателя «Дарт» фирмы «Роллс Ройс», показанная на фиг. 8. Физические параметры этого двигателя, являющегося одной из модификаций с улучшенными характеристиками, приведены внизу фиг. 8 на графике.

Двигатель «Дарт» имеет два центробежных компрессора, расположенных один за другим. Воздух после сжатия в компрессоре, проходит через выравнивающую

решетку лопаток и попадает в семь индивидуальных камер сгорания, расположенных наклонно по отношению к оси двигателя. Продукты сгорания, смешанные с охлаждающим воздухом, из камер направляются к неподвижным сопловым лопаткам (статор) и затем на первый ряд вращающихся лопаток (ротор). После этого газы проходят через второй ряд лопаток статора и второй ряд лопаток ротора и через сопло выбрасываются

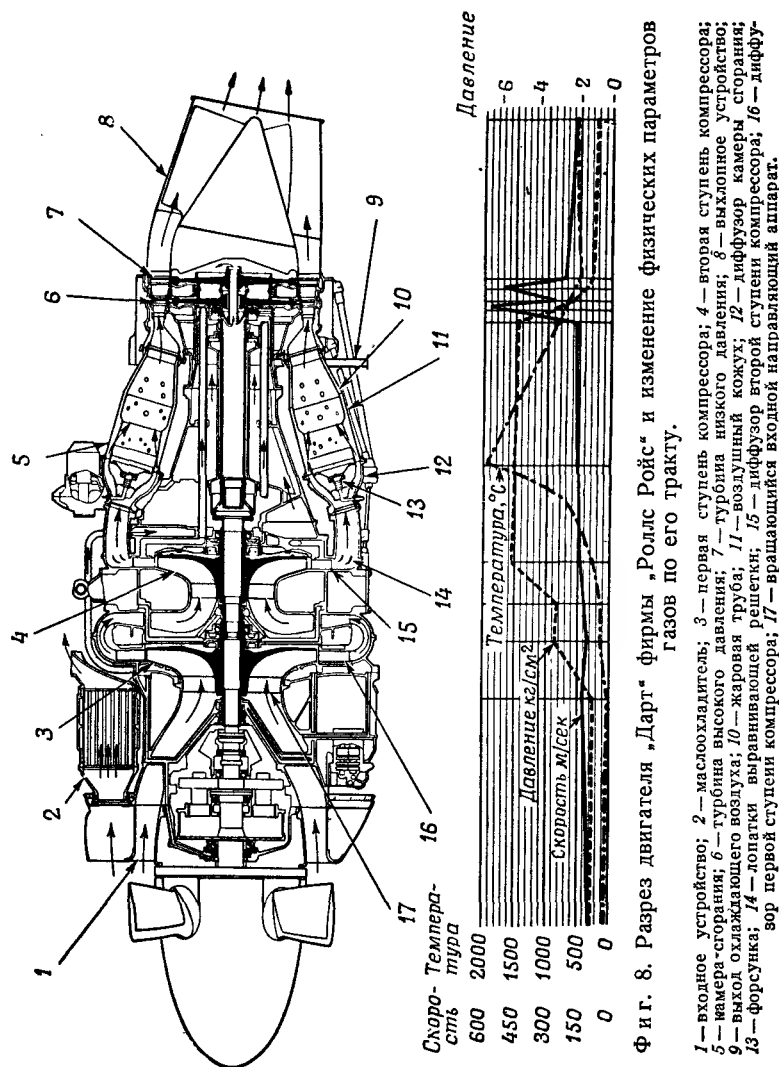


Фиг. 7. Схема простого газотурбинного двигателя с силовым валом.

1 — воздушный винт с переменным шагом; 2 — шестерни редуктора; 3 — камера сгорания; 4 — форсунка, распыляющая топливо; 5 — топливо; 6 — реактивное сопло; 7 — отверстия для охлаждающего воздуха; 8 — турбина; 9 — сопловый аппарат; 10 — нагнетатель.

в атмосферу. Вращение вала воздушного винта передается через зубчатый редуктор, расположенный на переднем конце двигателя. Благодаря наличию редуктора скорость вращения с 14 500 об/мин, с которой вращается вал турбокомпрессора, снижается до 1350 об/мин вала воздушного винта. В более поздней модификации этого двигателя была применена турбина с тремя ступенями.

Степень повышения давления двигателя, показанного на фиг. 8 (т. е. отношение давления воздуха на выходе из компрессора перед камерой сгорания к атмосферному давлению), составляет 5,5. Расход воздуха в двигателе составляет 9,1 кг/сек; взлетная мощность на



Фиг. 8. Разрез двигателя «Дарт» фирмы «Роллс Ройс» и изменение физических параметров газов по его тракту.

валу воздушного винта равна 1600 л. с.; реактивная тяга при числе оборотов 14 500 об/мин составляет 168 кг. Полная мощность двигателя составляет 1740 л. с. и называется *эффективной мощностью*¹⁾. Интересно отметить, что «сухой» вес двигателя равен 505 кг, так что вес, приходящийся на единицу эффективной мощности, составлял 0,291 кг.

Охлаждение горячих элементов двигателя. В двигателе «Дарт» избыток тепла, который может ухудшить условия работы двигателя и некоторых конструктивных материалов, удаляется при помощи специальной воздушной системы охлаждения.

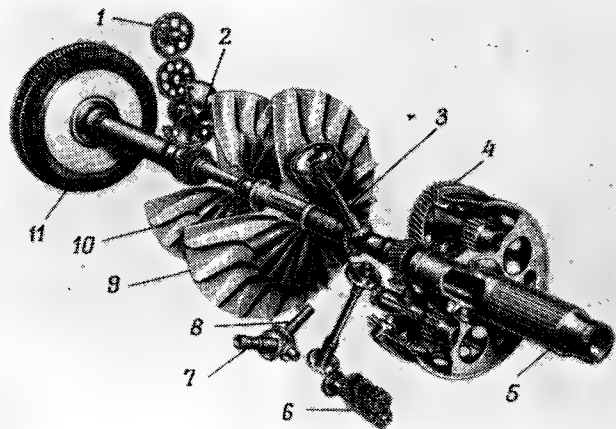
С этой целью для охлаждения полого вала турбокомпрессора и задней стороны второго диска ротора турбины производится отбор воздуха после крыльчатки первой ступени компрессора. Остальные нагревающиеся поверхности дисков ротора турбины охлаждаются воздухом более высокого давления, отбираемым после крыльчатки второй ступени компрессора. Этот воздух используется также для наддува лабиринтовых уплотнений, которые предназначены для предотвращения перетекания горячих газов к валу. Наружные части двигателя охлаждаются атмосферным воздухом, который протекает от передней части двигателя к задней вследствие эжекционного эффекта струи выхлопных газов, выходящих из сопла и создающих подсасывающее воздействие на воздух, находящийся в кольцевом пространстве между выхлопным кожухом и реактивным соплом. Над корпусом турбины установлен тепловой экран для более эффективного охлаждения воздухом этой очень горячей части двигателя.

Вал турбины и подшипники

Обычно вал ротора для облегчения веса делается полым. Опорой вала турбины, так же как и валов редуктора и воздушного винта, служат шариковые или роликовые подшипники. Один из валов редуктора предна-

¹⁾ Последние двигатели «Дарт» имели значительно более высокие показатели.

значен для привода масляного насоса, подающего масло для смазки подшипников, включая задние подшипники вала турбины. Так как эти подшипники нагреваются вследствие теплопроводности и лучеиспускания, то их охлаждают либо путем подвода более обильной смазки, либо обдувом струей воздуха, либо созданием масляного



Фиг. 9. Ротор турбокомпрессора и зубчатые передачи двигателя «Дарт».

1 — коробка передач приводов вспомогательного оборудования; 2 — центробежный сапун; 3 — пусковой мотор; 4 — редуктор винта, первая ступень; 5 — вал винта; 6 — масляный насос; 7 — агрегат регулирования шага винта; 8 — топливный насос; 9 — первая ступень компрессора; 10 — вторая ступень компрессора; 11 — 2-ступенчатая турбина.

тумана. Вследствие того что в процессе смазки подшипников турбины масло нагревается, обычно для его охлаждения необходимо применять охладитель радиаторного или трубчатого типа. В авиационных двигателях для этой цели в охладителе часто используется топливо. В наземных или транспортных газотурбинных установках для охлаждения масла может быть применено водяное охлаждение.

Общий вид основных вращающихся элементов газотурбинного двигателя «Дарт», схема которого приведена на фиг. 8, показан на фиг. 9. К ним относятся: две

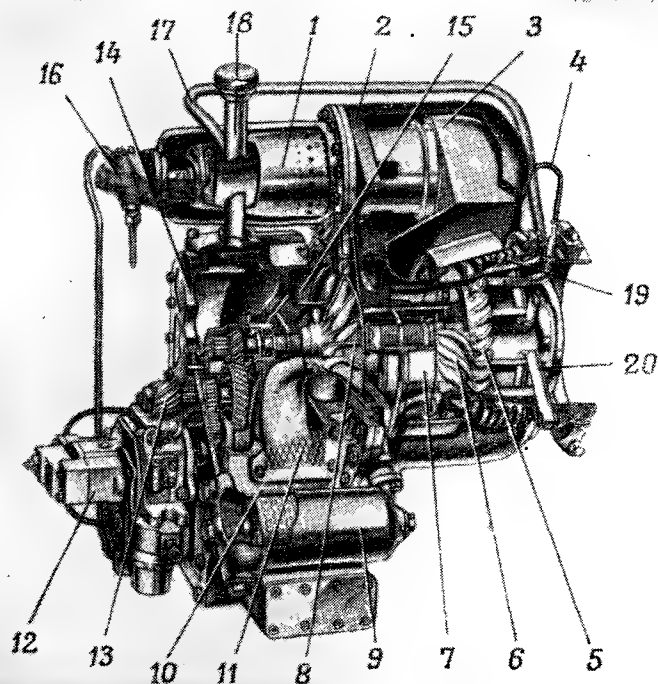
крыльчатки центробежного компрессора, ротор двухступенчатой турбины вместе с редуктором воздушного винта, а также зубчатая передача привода масляных насосов и коробка привода вспомогательных агрегатов. Привод топливного насоса, подающего топливо к камерам сгорания, осуществляется от шестерни, расположенной на продолжении вала ротора компрессора, который при помощи пары конических шестерен связан с пусковым устройством двигателя.

Малые газотурбинные двигатели с центробежным компрессором

Описание газотурбинного двигателя с силовым валом, показанного на фиг. 8 и 9, приводится в качестве примера удачной конструкции простого газотурбинного двигателя, включающей в себя все достижения в области современной конструкции авиационных двигателей и материалов. В малых газотурбинных двигателях, где основную роль играет первоначальная стоимость, малый вес и занимаемый объем, невозможно применить многие из этих достижений, и поэтому их конструкция должна быть более простой. Тем не менее опыт, полученный в авиационном газотурбостроении при создании компрессоров, турбин и камер сгорания с высокими к. п. д., высокоскоростных редукторов, систем внутреннего охлаждения, подшипников, систем смазки, а также при использовании жаропрочных металлов и т. д., может быть использован при конструировании малых газотурбинных двигателей.

Хорошим примером малого газотурбинного двигателя, применяемого в настоящее время для промышленных целей, может служить двигатель «Рöver 1S/60» мощностью 60 л. с., показанный на фиг. 10. Он имеет односторонний центробежный компрессор, расположенный на одном валу с одноступенчатой турбиной. Общий вал вращается в двух шариковых подшипниках. Крыльчатка компрессора имеет 17 лопаток и изготавливается фрезерованием штампованной заготовки из алюминиевого сплава. Перед крыльчаткой компрессора расположен стальной вращающийся направляющий аппарат,

лопатки которого придают потоку правильное направление перед входом в крыльчатку. Ротор турбины изготавливается из высокожаропрочного сплава «нимоник»



Фиг. 10. Разрез двигателя „Ровер 1S/60“ мощностью 60 л. с.

1 — камера сгорания; 2 — нагнетательная камера; 3 — корпус улитки; 4 — контрольная термопара; 5 — турбина; 6 — сопловый аппарат турбины; 7 — тепловой экран; 8 — крыльчатка; 9 — масляный фильтр; 10 — корпус компрессора; 11 — вход воздуха; 12 — топливный регулятор; 13 — зубчатая шестерня выходного вала; 14 — опорная крышка крепления вспомогательного оборудования; 15 — кольцевая полость; 16 — форсунка перепускного типа; 17 — сапун; 18 — масляный фильтр; 19 — компенсатор; 20 — ребра с отверстиями для охлаждающего воздуха.

и фрезеруется целиком с лопатками в отличие от практики авиационного газотурбостроения, где лопатки изготавливаются отдельно. Турбинный ротор крепится на

валу компрессора при помощи одного болта большого диаметра, благодаря чему его можно легко снимать и заменять. Радиально-упорный подшипник, расположенный на переднем конце вала компрессора, воспринимает осевое усилие, а роликовый подшипник, расположенный на валу перед турбиной, служит опорой заднего конца вала. Внутренней обоймой роликового подшипника служит выточка, сделанная в вале. Внешняя обойма этого подшипника имеет подвижное крепление для самоустановки заднего вала, которое обеспечивается рядом продольных кронштейнов, обработанных под размер наружной обоймы.

Ввиду того что крыльчатка компрессора, вал и ротор турбины вращаются со скоростью до 46 000 об/мин, необходимо, чтобы ротор в целом имел тщательную балансировку. С этой целью на задней стороне крыльчатки предусмотрен кольцевой выступ, из которого удаляется часть металла в процессе балансировки на специальной динамической балансировочной машине. В центре турбинного диска с задней стороны имеется также небольшой балансировочный пояс.

Корпус компрессора, являющийся основой конструкции двигателя, имеет с обеих сторон входные отверстия. Под корпусом расположен масляный картер. К передней стенке корпуса компрессора болтами крепится опорная крышка из алюминиевого сплава, на которой располагаются вспомогательные агрегаты. К ним относятся масляный насос и регулятор подачи топлива 12 (см. фиг. 10), привод к которым осуществляется через промежуточную зубчатую передачу. Вал этой передачи проходит через опорную крышку и заканчивается шестерней 13, с которой производится отбор мощности к потребителю.

С задней стороны корпуса компрессора расположен изготовленный из листового металла воздушный ресивер 2, из которого воздух поступает в камеру сгорания 1. Внутри ресивера имеется улитка 3, из сплава «нимоник», при помощи которой горячие газы подводятся к турбине. Для предохранения опорной стенки подшипника турбины и диффузора компрессора от действия тепла из камеры сгорания установлен тепловой экран,

часть которого показана на фиг. 10. Кроме того, для охлаждения предусмотрена кольцевая полость 15, в которую подается охлаждающий воздух из компрессора. Сопловой аппарат турбины 6 вместе с тепловым экраном укреплен на опорной стенке. Выхлопной конус и его внутренний цилиндр изготовлены из нержавеющей стали. Внутренний цилиндр крепится в конусе при помощи четырех полых стержней 20, через которые подается воздух для охлаждения задней поверхности турбинного диска 5. Чтобы скомпенсировать различные температурные расширения воздушного ресивера, выходного конуса и кольцевого экрана, предусмотрен компенсатор 19, изготовленный из листового металла в форме кузнечных мехов.

В двигателе применена одна камера сгорания 1, снабженная форсункой 16 и свечой зажигания, необходимой при запуске. Описание этой камеры вместе с топливной системой приведено в гл. 8.

Как указывалось, двигатель развивает мощность 60 л. с. при числе оборотов 46 000 об/мин и температуре газов на срезе выхлопной трубы 600°С. В качестве топлива для двигателя используется керосин или дизельное топливо. Если применяются специальные форсунки, то можно также использовать газообразное топливо, такое, как природный газ, светильный газ, метан или канализационный газ. Удельный расход топлива двигателя составляет 0,635 кг/л. с. час. Стандартное число оборотов силового вала может составлять 3000, 3600, 4500 и 8000 об/мин, до 14 000 об/мин. Сухой вес двигателя равен 47,4 кг, а его габаритные размеры 603 × 470 × 482 мм.

Двигатель оборудован стандартными приборами, такими, как указатели числа оборотов, температуры и давления масла и двухпозиционным топливным регулятором.

Многоступенчатые центробежные компрессоры

В тех случаях, когда необходимо иметь более высокие степени повышения давления воздуха, чем те, которые можно получить в одноступенчатом центробеж-

ном компрессоре, используют две или три центробежные ступени, соединяя их последовательно, как показано на фиг. 8. В такой конструкции воздух после сжатия в первой ступени направляется во вторую ступень и т. д. Однако потери при этом такие, что обычно невыгодно применять более чем две или три ступени. При степени повышения давления выше 4,5—5,0 более эффективным является осевой компрессор.

Радиальная центростремительная турбина

Наряду с хорошо известной и широко распространенной осевой турбиной существует также тип радиальной центростремительной турбины, который можно рассматривать как обратимую форму центробежного воздушного компрессора. В турбине такого типа горячие газы из камеры сгорания при помощи соплового аппарата, подобно диффузору центробежного компрессора, под определенным углом направляются к крыльчатке. Течение горячих газов в турбине происходит в радиальном направлении к центру. При этом температура газов снижается. Выхлоп газов осуществляется через центральный осевой выхлопной патрубок, как схематически показано на фиг. 11. Преимущества турбин такого типа кратко заключаются в следующем:

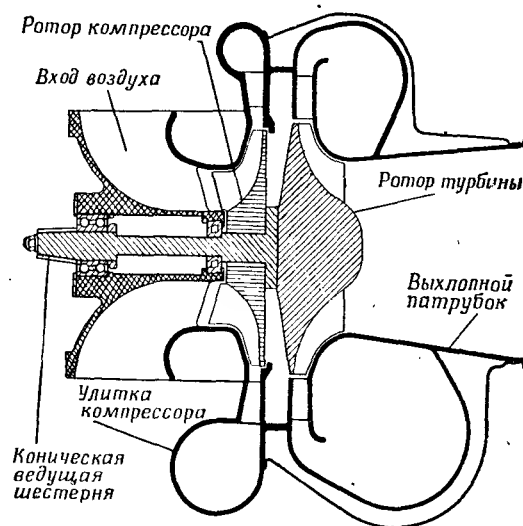
1. Турбины такого типа особенно пригодны для малых газотурбинных двигателей, так как путем конструктивного соединения их с крыльчаткой компрессора с таким же наружным диаметром можно сделать конструкцию более компактной.

2. Ротор радиальной центростремительной турбины в отличие от ротора осевой турбины, состоящего из диска и отдельных лопаток, может быть изготовлен более дешевым способом из поковки или путем точного литья.

3. Радиальная турбина малых размеров теоретически может быть даже более эффективной, чем соответствующая осевая турбина вследствие значительно меньшего влияния чисел Рейнольдса на ее характеристики и, следовательно, масштабы.

4. Радиальная турбина имеет более высокую прочность и надежность в работе по сравнению с осевой турбиной.

5. Лопатки радиальной турбины практически нечувствительны к действию очень малых твердых частиц, могущих оказаться в газообразных продуктах сгорания,



Фиг. 11. Схема двигателя „Соляр Марс“ с центробежным компрессором и радиальной центростремительной турбиной.

в то время как попадание твердых частиц в продукты сгорания может вызвать серьезную эрозию лопаток осевой турбины.

6. Радиальная турбина имеет более высокие перепады давлений в ступени, чем турбина осевого типа. Для перепадов давлений в ступени, порядка 3 или 4, может быть применена 2- или 3-ступенчатая радиальная турбина.

7. Радиальная турбина с регулируемыми сопловыми лопатками может сохранять свой расчетный (максимальный) к. п. д. в относительно широком диапазоне

мощностей и, таким образом, иметь значительно лучшие характеристики при частичных нагрузках, чем турбина осевого типа.

8. Как и осевая, турбина радиального типа, используемая как свободная или силовая, имеет такие же характеристики максимального крутящего момента при запуске на малых числах оборотов. Однако она имеет те преимущества при использовании на автомобиле, что при его торможении она создает тормозной эффект на трансмиссии автомобиля. При этом турбина работает в компрессорном режиме, создавая сопротивление, необходимое для замедления движения автомобиля.

Хотя в настоящее время количество исследовательских работ по радиальным газовым турбинам довольно ограничено, однако из полученного опыта и аналитических исследований¹⁾ можно сделать общие выводы и определить возможные недостатки этого типа турбины. Кратко эти недостатки сводятся к следующим:

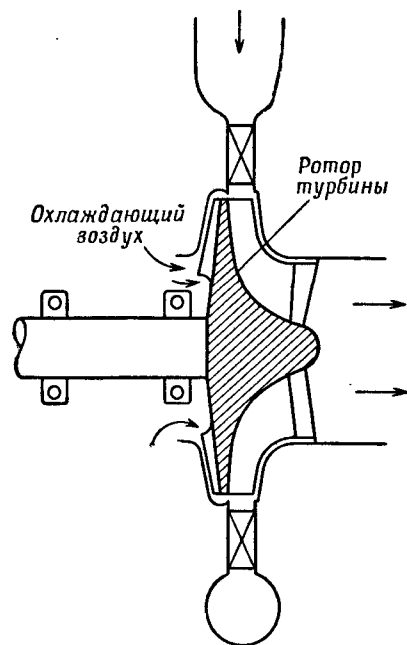
1. Хорошо известно, что к. п. д. центробежного компрессора авиационного газотурбинного двигателя более низок, чем к. п. д. осевого компрессора. Отсюда логично предположить, что к. п. д. радиальной турбины будет меньше к. п. д. осевой турбины, который сейчас почти достигает своей оптимальной величины. Однако возможно, как ранее установлено, что вследствие влияния ускорения Кориолиса [60] потери в радиальной турбине приобретают меньшее значение при меньших удельных скоростях вращения²⁾. В то же время к. п. д. осевой турбины снижается при уменьшении высоты лопаток. В дальнейшем необходимо провести исследование влияния этих факторов, с тем чтобы получить необходимые количественные данные.

2. Большинство авторов соглашается, что ротор радиальной турбины, имеющий относительно большую поверхность диска и лопаток и подвергающийся воздей-

¹⁾ Более полная информация содержится в работах [59—66].

²⁾ Удельная скорость вращения есть число оборотов, при котором турбина, работая с единичным напором или давлением, развивает мощность, равную 1 л. с. В гидравлике единичный напор соответствует столбу воды в 1 м.

ствию горячих газов, будет работать при более высокой температуре газов, чем ротор осевой турбины. Более того, втулка ротора и, следовательно, подшипники вала будут подвержены действию более высоких температур, так что и втулка, и диск ротора должны быть подвергнуты эффективному охлаждению. К тому же,



Фиг. 12. Система охлаждения ротора турбины.

в момент остановки двигателя количество тепла, передающееся подшипнику турбины, увеличивается, в то время как система охлаждения не работает. Обычным способом охлаждения ротора турбины является подача охлаждающего воздуха под давлением к его внешней поверхности, как показано на фиг. 12. Количество воздуха, отбираемого от компрессора для охлаждения больших поверхностей диска и лопаток радиальной турбины, будет составлять большую долю потерь, чем при охлаждении ротора осевой турбины при существующих способах охлаждения. Поэтому часто заднюю поверхность ротора снабжают лопатками, которые, действуя как компрессорные, создают приток воздуха около диска, засасывая его со стороны вала и выбрасывая в поток газов, идущих через турбину или непосредственно в атмосферу. В любом из этих случаев будет иметь место снижение к. п. д. компрессора. Может оказаться, что потери мощности при охлаждении таким способом будут более значительными, чем при

охлаждении путем отбора воздуха от основного компрессора.

3. При охлаждении только одной поверхности ротора радиальной турбины, когда его рабочая часть смывается горячими газами, высокие термические и центробежные нагрузки, действующие на ротор и радиальные лопатки, вероятно, будут создавать для конструктора большие затруднения, чем при проектировании осевой турбины. Кроме того, при более широких лопатках ротора существует вероятность возникновения вибрационных усталостных напряжений, которые должны учитываться при расчетах ротора на прочность.

4. Как уже указывалось, при попадании твердых частиц вместе с горячими газами в турбину может появиться не только эрозия направляющих сопловых лопаток. Под действием центробежных сил эти частицы могут отбрасываться в радиальном направлении к наружному корпусу и, накапливаясь там, вызывать повреждение. Если частицы разрушаются в результате соударений, они становятся столь малыми, что могут выйти вместе с продуктами сгорания через выхлопной патрубок. Здесь следует только указать, что такие твердые частицы, очевидно, должны вызывать также эрозию лопаток осевой турбины, где, однако, в отличие от радиальной турбины не сказываются центробежные силы.

5. В двигателе, имеющем центробежный компрессор, одну или несколько камер сгорания и радиальную турбину, поток воздуха и газов претерпевает значительно большее число изменений направления течения, чем это происходит в двигателе с осевыми компрессором и турбиной. Вследствие этого потери на повороты потока и изменения площадей проходных сечений в этом двигателе должны быть больше, чем в случае двигателя с осевыми компрессором и турбиной. По этой причине общий к. п. д. двигателя становится довольно низким.

Несмотря на то что радиальная турбина применяется в гидравлических и паровых силовых установках, которые работают при сравнительно низких скоростях и с хорошим к.п.д., только недавно этот тип турбины был применен в газотурбинных двигателях, а именно в малых

газотурбинных двигателях «Бэдвортс» мощностью 60 л. с.¹⁾, «Стандарт 1S/250», «Соляр Меркури»¹⁾ и «Марс»¹⁾ и в экспериментальном газотурбинном двигателе «Форд». Исследования этой турбины производятся в настоящее время также другими фирмами. Некоторые отмечавшиеся ранее особенности радиальных турбин, такие как простота конструкции, низкая производственная стоимость, в настоящее время некоторыми авторами взяты под сомнение. Так что, по-видимому, до тех пор, пока не будут получены результаты дальнейшей экспериментальной работы по исследованию радиальной турбины, невозможно дать окончательную оценку ее теоретических и практических преимуществ.

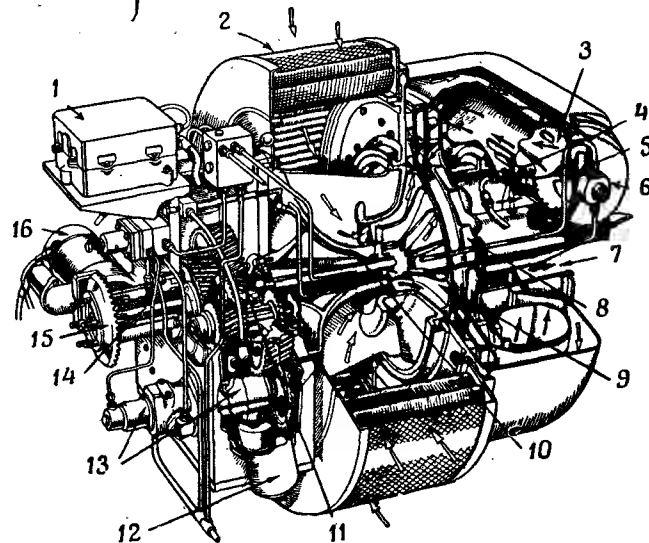
Двигатель «Стандарт» с радиальной турбиной

Этот двигатель (фиг. 13), впервые появившийся в 1957 г., является газотурбинным двигателем, предназначенным для промышленных целей; мощность его 250 л. с.; степень повышения давления равна 3. Этот двигатель простой схемы без теплообменника работает при максимальной скорости вращения вала 24 000 об/мин с температурой газов на входе в турбину 777° С. Модель двигателя 1S/250 весит всего 159 кг, имеет габариты 990 × 780 × 774 мм и легко транспортируется. Двигатель может работать на легких сортах жидких топлив или на газообразном топливе. Расход воздуха через двигатель при полной нагрузке составляет 2,36 кг/сек, а удельный расход топлива равен 0,581 кг/л. с. час. Соответственно термический к. п. д. двигателя равен 0,11, а его ресурс 5000 час.

Крыльчатка центробежного компрессора, имеющая 19 радиальных лопаток, изготовлена из легкого сплава RR-58, крепится на фланце вала турбины горячей посадкой. Центроостремительная радиальная турбина имеет 17 радиальных лопаток и в первоначальном варианте двигателя изготовлена из одной поковки сплава «нимоник 90» путем механической обработки. При серий-

¹⁾ См. гл. 10.

ном производстве двигателей для изготовления ротора турбины можно использовать менее дорогой материал, например ферросплав, так как температура газов на периферии колеса турбины составляет около 630° С.



Фиг. 13. Газотурбинный двигатель «Стандарт 1S/250» с радиальной центроостремительной турбиной.

1 — электрическое устройство для создания искры высокой энергии при запуске; 2 — воздушный фильтр; 3 — камера сгорания; 4 — свеча зажигания; 5 — топливная форсунка; 6 — подача топлива; 7 — выход турбины; 8 — радиальная центроостремительная турбина; 9 — центробежный компрессор; 10 — вал турбокомпрессора; 11 — зубчатый редуктор; 12 — масляный фильтр; 13 — масляный и топливный насосы и регулятор; 14 — выходной вал; 15 — шестерня пускового мотора; 16 — пусковой 12в электромотор.

Крыльчатки компрессора и турбины смонтированы рядом на консольном валу, опоры которого служат шариковый и роликовый подшипники, расположенные соответственно на заднем и переднем концах вала. Диффузор компрессора имеет 7 лопаток, а сопловый аппарат турбины — 14. Вал турбины через понижающую передачу, состоящую из пары зубчатых колес, передает свою мощность на выходной вал, снабженный фланцем.

Между корпусами турбокомпрессора и изготовленной из легкого сплава коробкой передач, предназначенной для привода вспомогательного оборудования, расположена цилиндрическая камера входного устройства. Как показано на фиг. 13, снаружи цилиндрическая камера снабжена воздушным фильтром Воукс для очистки и выравнивания потока воздуха перед входом в компрессор.

В задней части двигателя за турбиной расположены две камеры сгорания. Они снабжены обычными топливными форсунками. В двигателе предусмотрены специальные устройства, для того чтобы обеспечить примерно одинаковую температуру газов, выходящих из каждой камеры сгорания. Камеры сгорания расположены диаметрально противоположно друг другу таким образом, что продукты сгорания поступают в сопловой аппарат турбины по тангенциальному направлению. Первоначальное воспламенение топлива, подаваемого через форсунки, производится при помощи свечи, питаемой током от высокочастотной катушки.

Топливный насос, работающий по принципу качающейся шайбы, при давлении до 42,2 атм подает топливо через однопроточный фильтр, центробежный регулятор и распределительный орган к обеим форсункам. Скорость вращения выходного вала находится в пределах 1500—24 000 об/мин и в зависимости от установленного редуктора может поддерживаться с точностью до $\pm 1\%$.

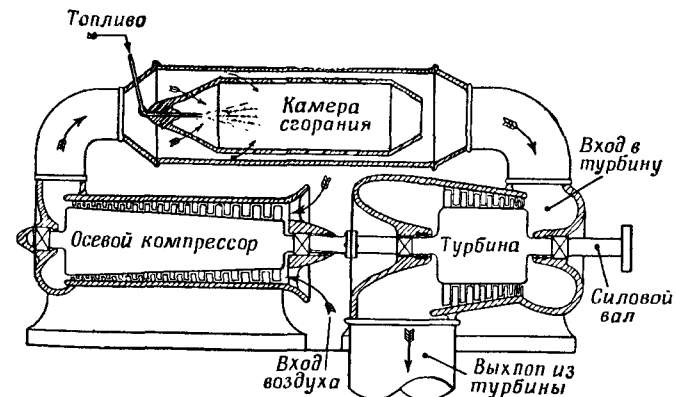
Подача масла для смазки шестерен и подшипников двигателя производится при помощи масляного шестеренчатого насоса «Хэлбурн—Итон». После насоса масло предварительно проходит под давлением через однопроточный масляный фильтр. От смазываемых деталей масло под действием силы тяжести стекает в масляный поддон, расположенный в нижней части корпуса зубчатой передачи. Охлаждение задней поверхности турбинного диска производится сжатым воздухом, количество которого можно регулировать. Охлаждающий воздух протекает через пространство между дисками компрессора и турбины и затем возвращается на выходе из компрессора в основной воздушный поток. От крыль-

чатки компрессора часть сжатого воздуха подается также в двухстороннее лабиринтовое уплотнение, расположенное на всасывающей стороне крыльчатки компрессора.

Двигатель «Стандарт» может применяться как воздухоудувка, используя часть воздуха, отбираемого от компрессора в количестве 59 кг/мин при давлении 2,11 атм и температуре 15° С.

Газотурбинные двигатели с осевым компрессором

В большинстве более мощных двигателей вместо компрессоров центробежного типа, описанных ранее, применяются воздушные компрессоры осевого типа. Принципиальная схема газотурбинного двигателя [11] с осевым компрессором показана на фиг. 14. Из схемы



Фиг. 14. Принципиальное устройство газотурбинной установки с осевыми компрессором и турбиной.

видно, что атмосферный воздух попадает в кольцевое пространство между вращающимся барабаном (ротором), несущим на себе несколько рядов лопаток с уменьшающейся высотой, и корпусом. Между каждым рядом вращающихся лопаток расположены венцы неподвижных, или сопловых, лопаток, закрепленных на внутренней стенке корпуса компрессора. Таким образом, воздух

проходит через компрессор (справа налево) в осевом направлении последовательно через вращающиеся и неподвижные ряды лопаток. При этом в каждой ступени давление и температура воздуха повышаются. Таким путем при соответствующем числе ступеней можно достичь довольно высоких давлений. Из расположенной в левой части компрессора нагнетающей камеры сжатый воздух поступает кверху, в камеру сгорания. Отсюда продукты сгорания (частично охлажденные) направляются в многоступенчатую турбину, в которой расположены поочередно ряды неподвижных (сопловых) и вращающихся лопаток. Из выхлопной камеры турбины, находящейся слева, газы выходят в атмосферу. Мощность отбирается от турбины через вал, показанный справа.

Для малых газотурбинных двигателей обычно более широкое распространение получил компрессор центробежного типа вследствие своей более низкой стоимости, надежности и значительно меньшей склонности к поломкам при работе на загрязненном воздухе. С другой стороны, компрессор осевого типа имеет более высокий к. п. д. и позволяет получить значительно большие степени повышения давления. Кроме того, осевой компрессор имеет значительно меньший диаметр, хотя имеет большую длину, чем соответствующий центробежный компрессор.

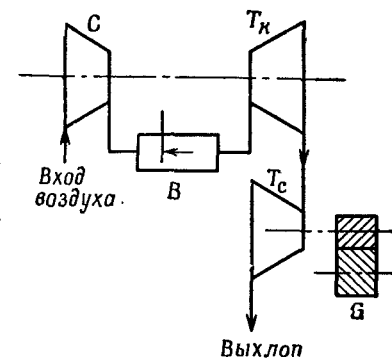
Газотурбинный двигатель со свободной силовой турбиной

Простой газотурбинный двигатель хотя и имеет меньшую стоимость изготовления по сравнению с другими двигателями, однако, вследствие того что его турбина, компрессор и выходной вал всегда вращаются с одинаковыми скоростями, он имеет определенные недостатки. При значительно более высоких числах оборотов регулирование и эксплуатация газотурбинного двигателя по сравнению с другими типами двигателей становятся менее эффективными и более сложными. Другим недостатком является то, что крутящий момент одновального газотурбинного двигателя возрастает с увеличением скорости вращения вала и достигает максимальной

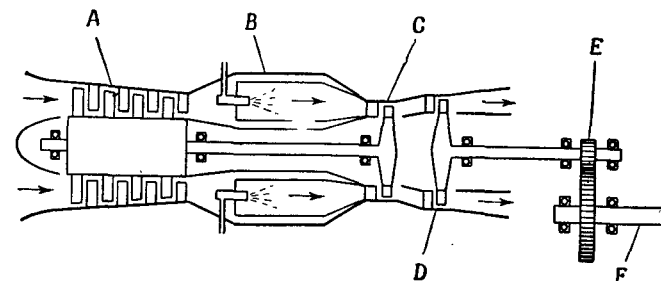
величины при самых высоких числах оборотов. Однако это противоречит обычному требованию о том, чтобы иметь максимальные крутящие моменты при более низких или промежуточных числах оборотов.

Для того чтобы преодолеть некоторые недостатки одновальной конструкции, двигатель снабжают второй независимой турбиной, которая приводится во вращение газами, выходящими из первой турбины, вращающей компрессор. Схема такого типа двигателя и его устройство показаны на фиг. 15 и 16.

Из фиг. 15 видно, что компрессор C подает сжатый воздух в камеру сгорания B (стрелка условно обозначает форсунку). Из камеры сгорания горячие газы



Фиг. 15. Схема газотурбинного двигателя со свободной турбиной.



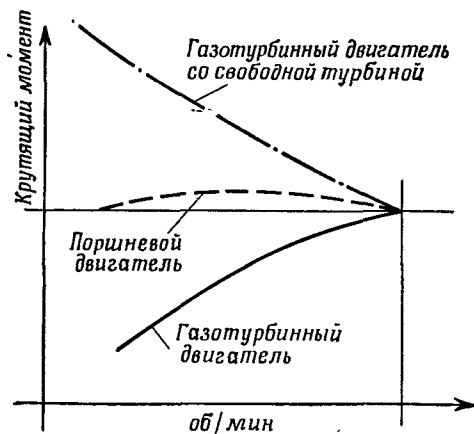
Фиг. 16. Устройство газотурбинного двигателя со свободной турбиной.

А — осевой компрессор; В — камера сгорания; С — турбина компрессора; D — свободная или силовая турбина; Е — редуктор; F — силовой выходной вал.

направляются к турбине T_k и затем во вторую, свободную турбину T_c , выходной вал которой снабжен зубчатым редуктором G .

Взаимное расположение основных элементов газотурбинного двигателя со свободной турбиной показано на фиг. 16. Основные преимущества газотурбинного двигателя со свободной турбиной заключаются в следующем:

1. При такой конструкции двигателя турбокомпрессор работает с наивыгоднейшим с эксплуатационной



Фиг. 17. Кривые протекания крутящего момента по оборотам одновального газотурбинного двигателя со свободной турбиной и поршневого двигателя.

точки зрения числом оборотов. В то же время свободная турбина может вращаться с нужным числом оборотов, в зависимости от нагрузки, обеспечивая гибкость регулировки двигателя.

2. Наличие свободной турбины практически обеспечивает идеальные характеристики крутящего момента по числу оборотов, что необходимо для многих потребителей мощности, например таких, как автомобиль. Характеристики двухвального двигателя приведены на фиг. 17, откуда видно, что, в то время как крутящий момент одновального двигателя увеличивается от минимальной до максимальной величины с увеличением числа оборотов, крутящий момент двигателя со свобод-

ной турбиной имеет максимум при малых числах оборотов и уменьшается с ростом числа оборотов.

3. Двигатель со свободной турбиной обладает более легким запуском из холодного состояния, так как пусковой агрегат связан только с турбокомпрессором и при запуске свободная турбина и ее выходной вал с зубчатой передачей остаются неподвижными.

4. Отсутствие механической связи между турбиной компрессора и свободной турбиной позволяет осуществить более быструю раскрутку свободной турбины от оборотов холостого хода до максимального числа оборотов.

5. При постоянной скорости вращения компрессора число оборотов выходного вала свободной турбины может меняться в широком диапазоне.

Свободная турбина в настоящее время широко применяется в авиационных, автомобильных и других конструкциях двигателей, кроме самых малых газотурбинных двигателей мощностью 50—100 л. с.

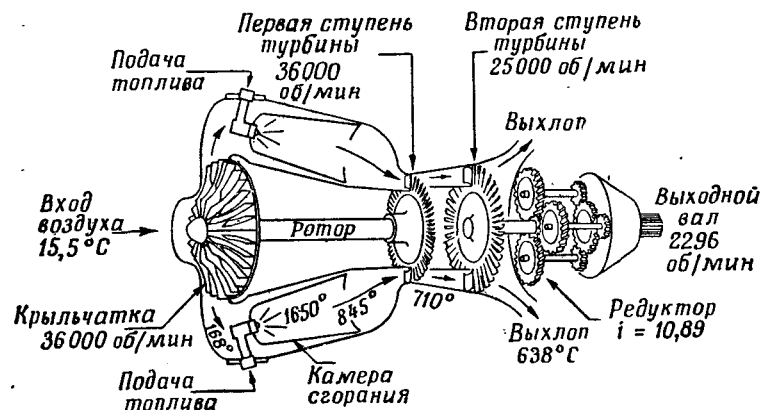
Нужно отметить, что, несмотря на свои особенности, двигатель со свободной турбиной с точки зрения термического к. п. д. относится к классу простых газотурбинных двигателей.

Устройство газотурбинного двигателя «Боинг-502»

Конструктивная схема газотурбинного двигателя «Боинг-502» показана на фиг. 18; здесь же приведены некоторые физические параметры этого типа двигателей. Вал турбокомпрессора двигателя вращается со скоростью 36 000 об/мин, а число оборотов свободной турбины при полной нагрузке составляет 25 000 об/мин. В двигателе применена планетарная зубчатая передача, благодаря чему выходной вал расположен соосно по отношению к другим вращающимся элементам двигателя. Передаточное отношение редуктора составляет 10,89, при этом число оборотов выходного вала равно 2296. В центробежном компрессоре температура воздуха повышается от 15,5 до 168,3° С на входе в камеры сгорания. Температура в жаровой трубе камер сгорания достигает 1650° С. После охлаждения избыточным количеством

сжатого воздуха продукты сгорания при температуре 845°C попадают на лопатки турбины. Температура газов после турбины компрессора снижается до 710°C , а на выходе из свободной турбины — до 638°C .

Характерным двигателем этой серии является «Боинг-502-10С», развивающий мощность на длительном режиме, равную 240 л. с. при вращении вала турбо-



Фиг. 18. Устройство газотурбинного двигателя «Боинг-502» со свободной турбиной.

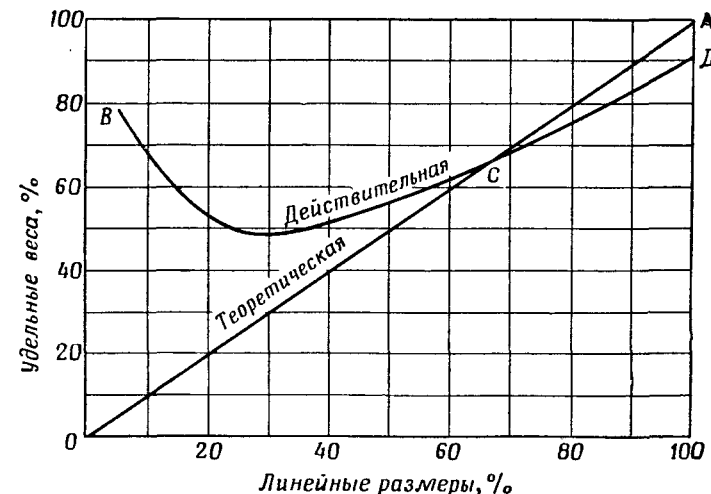
компрессора со скоростью 37 000 об/мин, выходного вала со скоростью 2920 об/мин; температура выхлопных газов составляет $593,3^{\circ}\text{C}$. Удельный расход топлива равен $0,476 \text{ кг/л.с. час}$. Сухой вес двигателя со стандартным оборудованием составляет 150 кг, что соответствует удельному весу двигателя $0,624 \text{ кг/л.с.}$ Более полное описание двигателей «Боинг» приводится в гл. 10.

Весовое преимущество малых газотурбинных двигателей

С уменьшением габаритов при сохранении конструктивных особенностей газотурбинного двигателя его удельный вес, т. е. вес, приходящийся на единицу развиваемой мощности, имеет тенденцию снижаться по линейному закону. Это следует из того, что мощность

двигателя будет пропорциональна площади его поперечного сечения, т. е. квадрату его диаметра (D^2). С другой стороны, вес двигателя будет меняться пропорционально D^3 .

Поэтому удельный вес будет изменяться пропорционально величине D^3/D^2 или D , и, таким образом, при уменьшении габаритов двигателя данной конструкции



Фиг. 19. Зависимость удельного веса газотурбинных двигателей от их линейных размеров.

теоретически удельный вес его будет уменьшаться по линейному закону. Однако на практике невозможно прямо применить метод геометрического подобия при уменьшении габаритов двигателя, так как некоторые размеры несущих элементов двигателя не могут быть уменьшены в пропорциональном отношении. Кроме того, вес вспомогательного оборудования и арматуры будет оставаться более высоким, чем это требуется по линейному закону. Взаимное влияние этих факторов приводит к тому, что действительная зависимость удельного веса двигателя от его линейных размеров частично отклоняется от теоретической, как можно видеть из фиг. 19. Линия ОСА представляет собой теоретическое,

а кривая BCD — действительное изменение удельного веса конструкции двигателя при уменьшении его линейных размеров с учетом прочностных, конструктивных и других практических требований. Если общую для этих кривых точку C рассматривать как исходную, то в действительности с уменьшением линейных размеров двигателя удельный вес его будет изменяться не по теоретической зависимости, а в соответствии с участком кривой CB . Как видно из графика, в действительности удельный вес двигателя при уменьшении его размеров все же снижается. Однако это снижение происходит до определенной величины, после которой с уменьшением размеров двигателя до самых малых удельный вес начинает возрастать. Для более мощных газотурбинных двигателей с увеличением их размеров по сравнению с исходными (точка C) их удельные веса в действительности возрастают менее интенсивно, чем это следовало бы по линейному закону (участок кривой CD).

Особенности простого газотурбинного двигателя

Теоретически простой газотурбинный двигатель, который в самые последние годы получил более широкое развитие благодаря успехам в области паротурбостроения, по-видимому, будет обладать более значительными преимуществами по сравнению с паровыми турбинами и не будет иметь недостатков, обусловленных наличием парогенерирующего котла. Кроме того, как говорилось ранее, газотурбинный двигатель может работать, по крайней мере, с таким же к. п. д., как и другие двигатели внутреннего сгорания, такие, как бензиновые двигатели и двигатели Дизеля. Это обуславливается тем, что температура газов при непрерывном процессе сгорания в газотурбинном двигателе значительно выше, чем средние температуры, получаемые при сгорании заряда топливно-воздушной смеси в бензиновом двигателе. Эти предположения до некоторой степени являются правильными, однако на практике описанные преимущества не полностью, а лишь частично реализуются в двигателях.

Рассмотрим прежде всего достоинства газотурбинного двигателя наиболее простой конструкции, а именно, одновального (однокаскадного) двигателя и двигателя со свободной турбиной.

Простота конструкции. Газотурбинный двигатель простейшей формы можно рассматривать как генератор мощности, состоящий из вращающегося ротора турбокомпрессора, расположенного в корпусе на опорах, которыми служат подшипники с малой величиной трения. Таким образом, простой вращающийся ротор заменяет сложный возвратно-поступательный механизм и клапанную систему бензинового двигателя или двигателя Дизеля. Так, например, в типичном шестицилиндровом четырехтактном поршневом двигателе вместе с клапанной системой насчитывается около 45 пар трущихся и вращающихся элементов, не считая таких вспомогательных агрегатов, как масляный насос, система топливоподачи и воспламенения, водяной насос и т. д. В простом газотурбинном двигателе такой же мощности без учета масляных и топливных насосов может быть только четыре пары вращающихся элементов — шейки вала и их подшипники. Очевидно, что *механический к. п. д. газотурбинного двигателя* должен быть *намного выше* механического к. п. д. поршневого двигателя. Так, механический к. п. д. газотурбинных двигателей составляет 0,96—0,98 по сравнению с 0,85—0,90 автомобильных бензиновых двигателей.

Механическая балансировка. Вследствие отсутствия элементов с возвратно-поступательным движением газотурбинный двигатель может работать чрезвычайно равномерно во всем диапазоне чисел оборотов, так как ротор турбокомпрессора может быть очень точно сбалансирован как статически, так и динамически при помощи современных методов балансировки. В бензиновых двигателях или двигателях Дизеля изменения крутящего момента, обусловленные переменными нагрузками и влиянием сил инерции, приводят к появлению крутильных колебаний, которые становятся особенно значительными при определенных резонансных числах оборотов. Таким образом, за исключением некоторых 8-, 12- и 16-цилиндровых двигателей, невозможно

обеспечить плавную работу поршневого двигателя во всем диапазоне скоростей. Действительно, то обстоятельство, что большинство бензиновых двигателей и двигателей Дизеля монтируется на резиновых прокладках, подтверждает те трудности, которые возникают при стремлении обеспечить их хорошую балансировку.

Вес двигателя. Вес простого газотурбинного двигателя при данной полезной мощности значительно меньше веса бензинового двигателя и тем более двигателя Дизеля. Самым легким газотурбинным двигателем является авиационный турбореактивный двигатель, имеющий удельный вес 0,114—0,159 кг/э. л. с. Наиболее легкий турбовинтовой двигатель имеет удельный вес от 0,227 до 0,318 кг/л. с. Маломощные газотурбинные двигатели, предназначенные для транспортных и других целей, обычно имеют удельный вес от 1,81 до 2,72 кг/л. с. Эти данные показывают, что газотурбинный двигатель любого типа может быть сконструирован со значительно меньшим весом, чем самые легкие известные до настоящего времени двигатели, а именно, высокооборотные поршневые двигатели внутреннего сгорания. Указанное преимущество малого газотурбинного двигателя в весе делает его особенно пригодным для малогабаритных силовых установок, например электрических генераторов, воздушных компрессоров и насосных установок. В настоящее время они применяются в качестве устройств для запуска больших авиационных двигателей, а также бортовых энергетических вспомогательных установок на некоторых типах самолетов.

Форма и размеры двигателя. Близкая к цилиндрической форма и меньшие габаритные размеры газотурбинного двигателя делают удобным его монтаж, а также применение в малогабаритных энергетических установках, которые по этой причине могут иметь меньшие размеры и быть легче соответствующих установок с бензиновыми двигателями и двигателями Дизеля. Однако в случае применения теплообменников, устройств двухступенчатого сгорания и промежуточных холодильников с целью повышения к. п. д. установки эти преимущества газотурбинного двигателя в габаритах и форме могут исчезнуть.

Более низкие рабочие давления. В простом газотурбинном двигателе максимальные рабочие давления воздуха бывают обычно порядка 5,26—6,68 кг/см², и, кроме того, они в процессе работы двигателя постоянны в отличие от бензиновых двигателей или двигателей Дизеля, в которых рабочее давление периодически меняется. В бензиновых двигателях непрерывно колеблющееся давление изменяется в пределах от атмосферного до величин давлений, возникающих при сгорании топливно-воздушной смеси в цилиндре и равных 49,2—63,2 кг/см² для автомобильных двигателей с высокой степенью сжатия. Для двигателей Дизеля уровень максимальных давлений колеблется от 56,2 до 77,3 кг/см².

Очевидно, что поршневые двигатели, в которых максимальные давления газов примерно в 10 раз превышают давления в газотурбинном двигателе, а также вследствие ударного характера изменения давлений должны выдерживать значительно большую нагрузку и поэтому должны быть тяжелее, чем соответствующие газотурбинные двигатели. Кроме того, срок службы газотурбинного двигателя с точки зрения его механической работоспособности вследствие меньших по величине и постоянных во времени рабочих давлений должен быть значительно больше по сравнению с двигателями поршневого типа.

Более бесшумная работа. Выхлопные газы газотурбинного двигателя с отбором мощности через вал выбрасываются при постоянном давлении, в то время как в бензиновых двигателях и двигателях Дизеля существуют заметные пульсации давления в выхлопных газах. Поэтому не должно существовать трудностей в обеспечении сравнительно бесшумного выхлопа для газотурбинного двигателя равной мощности. Турбина и компрессор, если они динамически отбалансированы, вращаются очень равномерно. При этом отсутствуют обычные вибрационные шумы, присущие бензиновым двигателям и двигателям Дизеля из-за частичной дисбалансировки масс, движущихся возвратно-поступательно, работы клапанного механизма, взрывных импульсов (при сгорании) и т. д. Далее, при конструировании зубчатых передач или механизмов приводов

вспомогательных устройств не обязательно добиваться бесшумности их работы. Эта задача у газотурбинного двигателя упрощается тем, что крутящий момент на валу двигателя имеет почти идеальную равномерность. Инерция ротора, состоящего из компрессора и турбины, также способствует сглаживанию неравномерностей крутящего момента, которые могут иметь место.

Отсутствие клапанов и клапанного механизма, которые вызывают шум при работе поршневого двигателя внутреннего сгорания, также является причиной, по которой работа газотурбинного двигателя может быть более бесшумной. Однако опыт работы некоторых экспериментальных автомобильных газотурбинных двигателей показал, что шум, производимый потоком воздуха на входе в компрессор, и «вой» высокооборотной зубчатой передачи могут быть значительными. Тем не менее этот недостаток, по-видимому, в большинстве случаев может быть устранен установкой глушителей на входе в компрессор и применением специальных зубчатых передач.

Виды применяемых топлив. В отличие от высокооборотных бензиновых двигателей и двигателей Дизеля, которые работают на определенных сортах углеводородных топлив, газотурбинный двигатель может работать, и часто действительно работает, на жидких, твердых и газообразных топливах различных сортов. Здесь нужно отметить, что некоторые тихоходные двигатели Дизеля могут быть приспособлены для работы на различных сортах жидких и некоторых видах газообразных топлив. Система сгорания газотурбинного двигателя может удовлетворительно работать на таких топливах, как керосин, различные сорта дизельных топлив, торф, уголь и газы, например угольный газ, природный газ, метан и т. д. В судовых газотурбинных установках используются тяжелые углеводородные жидкие топлива, такие, как остаточные нефтепродукты и флотские мазуты.

Так как многие из этих топлив значительно дешевле, чем специальные сорта топлив, применяемые в бензиновых двигателях и быстроходных двигателях Дизеля, то затраты, связанные с эксплуатацией газотурбинного

двигателя, хотя и имеющего более низкий к. п. д., могут быть небольшими.

Охлаждение газотурбинного двигателя. Рассматриваемый газотурбинный двигатель имеет воздушную систему охлаждения. В его конструкции нет ни рубашек водяного охлаждения, ни радиаторов, ни других подобных систем. Это позволяет избежать значительного утяжеления и усложнения конструкции двигателя и, кроме того, устранить возможность замораживания двигателя в холодную погоду.

Система смазки. В газотурбинном двигателе единственными элементами, к которым необходимо подводить смазку, являются три или четыре роликовых или шариковых основных подшипника и зубчатые передачи с подшипниками. Если вспомнить, что поршневой двигатель с его многочисленными рабочими элементами требует наличия сравнительно сложной системы смазки и специальных диспергирующих масел, то будет очевидной относительная простота системы смазки газотурбинного двигателя. Так как в конструкции газотурбинного двигателя нет элементов, подлежащих смазке, которые находятся в непосредственном контакте с продуктами сгорания, как это имеет место в цилиндрах поршневых двигателей, то, очевидно, смазочное масло в системе будет сохранять свои эксплуатационные свойства значительно больший период времени.

Вследствие того что газотурбинный двигатель имеет сравнительно немного элементов, требующих смазки, то и расход масла в нем очень небольшой. Даже в авиационном газотурбинном двигателе мощностью 2000 э.л.с. расход смазки составляет около 0,57 л/час по сравнению с 11,4—17,1 л/час, которые расходуются в авиационном бензиновом двигателе той же мощности. Можно также отметить, что расход масла в газотурбинном двигателе, установленном на локомотиве, составляет менее 10% от расхода масла поршневого двигателя той же мощности.

Бездымный выхлоп. Вследствие того что расход воздуха через компрессор обычно в 3,5—4,5 раза превышает количество воздуха, необходимое для полного сжигания топлива в камере сгорания, выхлоп

газотурбинного двигателя является бездымным: В поршневых двигателях, работающих с коэффициентами избытка воздуха, близкими к оптимальным, особенно в двигателях, находящихся уже длительное время в эксплуатации, трудно избежать бездымного, а иногда и едкого выхлопа. В газах, выбрасываемых из газотурбинного двигателя, полностью отсутствуют ядовитые газы окиси углерода, содержащиеся в выхлопных газах поршневых двигателей внутреннего сгорания при работе их на обогащенных смесях. Однако нужно отметить, что иногда во время запуска двигателя при работе на керосиновых топливах или обогащенных смесях при некоторых условиях регулирования топливной системы в выхлопных газах могут содержаться несгоревшие пары топлива, присутствие которых служит причиной дымления и наличия запаха керосина.

Высокие рабочие числа оборотов. Как было ранее установлено, скорости вращения вала турбокомпрессора газотурбинного двигателя значительно выше скоростей вращения коленчатого вала бензиновых двигателей и двигателей Дизеля. Так, максимальные рабочие числа оборотов бензиновых двигателей гражданского назначения редко превышают 5000. В противоположность этому рабочие числа оборотов газотурбинного двигателя лежат в диапазоне от 3000 об/мин для самых крупных наземных энергетических установок до 60 000 об/мин для самых малых однофазных газотурбинных двигателей. Числа оборотов авиационных газотурбинных двигателей мощностью от 3000 до 10 000 л. с. лежат в пределах от 15 000 до 8 000 об/мин. В этой связи максимально допустимые числа оборотов двигателя будут зависеть от окружной скорости на периферии лопаток турбины. Так, для данной окружной скорости периферийных сечений лопаток число оборотов двигателя будет уменьшаться с увеличением радиуса турбинного колеса, и наоборот. Так как более мощные газотурбинные двигатели будут иметь большие диаметры ротора, они должны работать при более низких числах оборотов, чем двигатели меньшей мощности. Далее, максимальная мощность любого двигателя прямо пропорциональна произведению крутящего момента выходного

вала двигателя на число оборотов в минуту. Так, для данной мощности, чем выше скорость вращения вала, тем меньше величина крутящего момента. Ввиду того что размеры силовых элементов конструкции двигателя, таких, как ведущий вал, а также размеры корпуса турбины зависят от величины передаваемого крутящего момента, то чем ниже крутящий момент, тем меньшие (в допустимых пределах) размеры может иметь газотурбинный двигатель.

Обслуживание. Вследствие того что простой газотурбинный двигатель содержит в своей конструкции значительно меньшее число рабочих деталей, чем двигатель поршневого типа, а движущиеся элементы в нем совершают только вращательные движения, можно считать, что его обслуживание должно быть значительно более простым. Единственными элементами двигателя, требующими периодического обслуживания, и то через значительные промежутки времени, являются основные шариковые и роликовые подшипники, их уплотнения, а также зубчатые передачи с их подшипниками.

В первых газотурбинных двигателях было необходимо заменять турбинные лопатки через относительно небольшие промежутки времени, т. е. через 50—100 час. Однако по мере разработки новых материалов для турбинных лопаток, а также методов их охлаждения эти периоды были увеличены, по крайней мере до 500 час и во многих случаях почти до 1000 час. Аналогично камеры сгорания этих газотурбинных двигателей требовали удаления нагара, а в некоторых случаях и полной замены из-за перегрева, часто приводящего к их короблению после сравнительно непродолжительной работы. Применение современных материалов для изготовления камер сгорания и специальных методов конструирования позволили увеличить срок их службы практически до такого же, как и срок службы турбинных лопаток. Можно отметить, что в начале 1959 г. срок службы авиационного двигателя «Дарт» увеличился до 2 200 час по сравнению с 400 час в 1958 г.

Опыт, полученный из практики паротурбостроения. Развитие газотурбинного двигателя значительно облегчилось благодаря опыту, накопленному при проектиро-

вании и эксплуатации паровых турбин. К настоящему времени накоплены обширные знания по аэродинамике лопаток паровых турбин, которые могут быть использованы непосредственно при проектировании лопаток осевых компрессоров, а также активных и реактивных турбин. Опыт конструирования корпусов паровых турбин, которые должны противостоять термическим нагрузкам, часто при давлениях, достигающих 70 атм и более, и при температурах до 500°С, должен был облегчить решение задачи, связанной с разработкой конструкции корпуса газотурбинного двигателя, работающего при температуре 500—600°С и значительно меньших давлениях.

Трудности, связанные с ликвидацией перетеканий воздуха при более высоких перепадах давлений в ступени и утечек горячих газов, находящихся под давлением, в подшипники компрессора и турбины в настоящее время преодолены. Это стало возможным благодаря применению методов паротурбинной практики, разработанных на основе большого опыта и конструктивных усовершенствований.

Некоторые недостатки и трудности

Трудности, с которыми приходится сталкиваться при проектировании газотурбинного двигателя, вообще говоря, могут быть разграничены по своему характеру на две различные категории, а именно трудности термодинамического порядка и практические трудности.

Термодинамические трудности. Как уже отмечали, термический к. п. д. простого газотурбинного двигателя, от которого зависит удельный расход топлива, т. е. то количества топлива, которое расходуется на 1 л. с. час, зависит от к. п. д. компрессора, камеры сгорания и турбины в отдельности. В более ранний период развития газотурбинных двигателей компрессоры и турбины были сравнительно малоэффективны. Это обстоятельство задерживало развитие газотурбинных двигателей, так как в некоторых случаях, как указывалось ранее, мощность, развиваемая турбиной, была достаточной только для вращения компрессора или несколько превышала ее,

давая небольшой избыток в виде полезной мощности. В последнем случае удельный расход топлива был чрезмерно большим.

Газотурбинный двигатель включает отдельно воздушный компрессор, камеру сгорания и турбину, в отличие от поршневого двигателя внутреннего сгорания, где каждый цилиндр выполняет функции и воздушного компрессора и камеры сгорания и является источником развиваемой двигателем мощности. Поэтому поршневой двигатель внутреннего сгорания имеет значительно более высокий термический к. п. д. по сравнению с газотурбинным двигателем, термический к. п. д. которого зависит от к. п. д. трех отдельных элементов. Процесс сжатия в поршневом двигателе имеет очень высокий к. п. д.; кроме того, в нем отсутствуют потери давления при течении воздуха или топливно-воздушной смеси. Далее, в поршневом двигателе можно осуществить значительно более высокие степени сжатия воздуха, чем в газотурбинном. Так как термический к. п. д. является функцией степени сжатия, то бензиновые двигатели и двигатели Дизеля должны обладать более высокими к. п. д.

Если, например, при сравнении пользоваться *общепринятым методом*, основанным на предположении, что рабочее тело является идеальным газом (воздухом), то к. п. д. четырехтактного бензинового двигателя или двигателя Дизеля может быть выражен в виде

$$\eta_t = 1 - \frac{A}{\epsilon^{0,396}}$$

где ϵ — степень расширения.

Для современного бензинового двигателя со степенью сжатия от 7 до 8 к. п. д. будут равны соответственно 0,54 и 0,56. Для двигателя Дизеля со степенью сжатия от 14 до 18 к. п. д. будут составлять от 0,65 до 0,68.

К. п. д. идеального цикла газотурбинного двигателя, работающего с непрерывным сгоранием и использующего в качестве рабочего тела воздух, определяется по другому соотношению, отличающемуся от предыдущего. Однако можно указать, что к. п. д. идеального цикла

простых газотурбинных двигателей, степень сжатия которых лежит в пределах от 3 до 4, составляет соответственно от 0,26 до 0,32, что существенно ниже значений к. п. д. бензиновых двигателей и двигателей Дизеля. Нужно отметить, что в реальных условиях эффективные (термические) к. п. д. газотурбинных двигателей могут быть значительно улучшены различными методами, о которых будет сказано в следующей главе. Здесь можно только отметить, что для более современных турбовинтовых двигателей получены значения к. п. д., сравнимые со значениями к. п. д. соответствующих бензиновых двигателей.

Из-за относительно низкого термического к. п. д. газотурбинный двигатель имеет значительно более высокий расход топлива по сравнению с бензиновыми двигателями и двигателями Дизеля той же мощности. В какой-то степени этот недостаток газотурбинных двигателей компенсируется возможностью использования в них более дешевых топлив, однако он служит одним из основных препятствий в их развитии.

Низкие значения к. п. д. на нерасчетных режимах

Пожалуй, самым большим недостатком простого газотурбинного двигателя является *более низкий к. п. д. при частичных нагрузках*. Основная причина этого снижения к. п. д. по сравнению с расчетной величиной, соответствующей максимальной мощности, заключается в том, что с падением мощности двигателя при уменьшении подачи топлива температура газов на входе в турбину, от которой зависит термический к. п. д., также снижается. Однако следует помнить, что расход воздуха в компрессоре значительно превышает то количество, которое необходимо для сгорания топлива, и при уменьшении нагрузки (или числа оборотов) расход воздуха снижается в меньшей степени, чем температура газов на входе в турбину. Кроме того, сами по себе *величины к. п. д. компрессора и турбины также снижаются при числах оборотов ниже расчетных*. Для газотурбинных двигателей, предназначенных для работы при постоянной и близкой к максимальной нагрузке в

условиях максимального к. п. д., нерасчетные режимы с пониженным к. п. д. не встречаются. Однако для случаев, когда газотурбинный двигатель должен работать в широком диапазоне нагрузок (или чисел оборотов), как, например, на автомобилях, эти особенности работы газотурбинного двигателя представляют собой определенные трудности, которые необходимо преодолеть. В этом отношении были достигнуты значительные успехи благодаря применению теплообменников, регулируемых сопловых аппаратов, схем со свободной турбиной, раздельных ступеней компрессоров и турбин, высококачественных термостойких материалов, систем охлаждения и т. д.

Некоторые практические трудности

Успешное развитие газотурбинного двигателя как серьезного конкурента бензиновых двигателей и двигателей Дизеля задерживалось главным образом из-за существования практических трудностей, так как по общим соображениям преимущества газотурбинных двигателей не вызывают сомнений.

По-видимому, наиболее важными являются трудности, связанные с *влиянием высоких температур на прочностные характеристики металлов*, работающих в условиях растяжения и кручения при этих температурах. Известно, что одним из наиболее перспективных методов увеличения мощности и термического к. п. д. простого газотурбинного двигателя является повышение температуры газов на входе в турбину. Однако существует определенный предел повышения рабочей температуры газов, обусловленный допустимой величиной напряжения в лопатках. Эту предельную температуру в прошлые годы удавалось увеличить за счет применения для изготовления лопаток жаропрочных сплавов (керамические и металлокерамические материалы также оказались перспективными в этом отношении). В настоящее время в авиационных газотурбинных двигателях рабочая температура газов на входе в турбину достигает 850—900°С при наличии соответствующего воздушного охлаждения лопаток и диска турбины.

Из-за неравномерных температурных расширений отдельных элементов газотурбинного двигателя возможны *деформации этих элементов*. Такими элементами являются, например, чрезвычайно горячая камера сгорания и крепящие ее детали, турбинное колесо и его корпус. Другими элементами, подверженными различным температурным расширениям, являются выхлопной патрубок и корпуса подшипников вала турбины. Опыт, полученный при проектировании и испытании ряда экспериментальных двигателей, позволил найти удовлетворительное решение большинства этих задач.

Регулирование подачи топлива в камеру сгорания при изменении максимальной температуры, чисел оборотов и мощности газотурбинных двигателей, которые должны работать в широком диапазоне нагрузок при различных параметрах окружающего (атмосферного) воздуха, также представляет собой определенную трудность.

При чрезмерном увеличении подачи топлива в камеру сгорания существует *опасность разрушения турбины*. Чтобы этого избежать и не допустить чрезмерного увеличения температуры лопаток турбины, в системе регулирования подачи топлива должен быть предусмотрен соответствующий ограничительный механизм. Однако это усложняет и удорожает систему регулирования.

Простой газотурбинный двигатель требует относительно *более длительного периода разгона* от более низких до более высоких чисел оборотов из-за инерции роторов турбины и компрессора. Как будет показано ниже, это является недостатком при использовании газотурбинного двигателя на автомобиле, если иметь в виду, что бензиновые двигатели при аналогичных условиях имеют малый период разгона.

При стремлении *повысить общий к. п. д. и усовершенствовать систему регулирования* двигателя путем использования теплообменников, систем промежуточного подогрева, двухвальных компрессоров и турбин и т. д. преимущества в простоте и малых размерах простого газотурбинного двигателя *становятся менее заметными*.

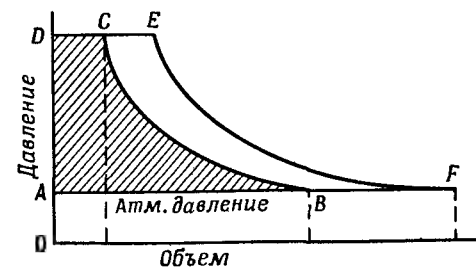
Одна из дополнительных задач для завода, производящего газотурбинные двигатели малой мощности, возникает в связи со *сложностью механической обработки турбинных лопаток* с учетом стоимости изготовления. Лопатки при этом могут изготавливаться либо за одно целое с диском турбины, либо отдельно путем индивидуальной механической обработки каждой лопатки с высокой точностью и последующего закрепления ее на диске. Возможно, как это сделано в двигателе «Ровер», изготавливать лопатки за одно целое с диском турбины, благодаря чему лопатки выдерживают более высокие напряжения в процессе работы двигателя, чем в случае индивидуального изготовления лопаток и закрепления их на диске. Однако эта операция является одной из самых дорогостоящих. При индивидуальном изготовлении лопаток допускаемые максимальные напряжения в лопатках более низкие, и поэтому ротор турбины должен работать при меньших окружных скоростях. Кроме того, производить закрепление лопаток в дисках малых размеров значительно труднее, чем при изготовлении роторов турбин более мощных газотурбинных двигателей. Далее, повышение рабочих температур газов на входе в турбину и связанное с этим применение для изготовления лопаток сплавов или других материалов, обладающих высокой жаропрочностью, создает большие затруднения при их механической обработке и производстве. Это в такой же мере относится и к лопаткам, изготавливаемым за одно целое с диском.

Другой недостаток, присущий газотурбинным двигателям, работающим по открытой схеме, состоит в *большом количестве выхлопных газов*, выбрасываемых из двигателя по сравнению с бензиновым двигателем той же мощности. Количество выхлопных газов простого газотурбинного двигателя при полной нагрузке в зависимости от его конструкции и рабочих условий может в 7—10 раз превышать по весу количество выхлопных газов *бензинового двигателя* одинаковой мощности. Удаление горячих газов, если газотурбинный двигатель используется на автомобилях, в настоящее время представляет довольно сложную задачу, особенно если учесть возможность увеличения относительного количества

газотурбинных автомобилей в городском транспорте. Проводящиеся в настоящее время интенсивные исследования показывают, что большинство других недостатков существующих газотурбинных двигателей могут быть преодолены, и в ряде случаев это уже сделано. Так, например, рассмотрим один из производственных методов, разработанных в настоящее время для изготовления турбинных колес диаметром до 760 мм. Лопатки, изготовленные отдельно, располагаются в правильном порядке на диске ротора и затем пространства между лопатками заполняются специальным сплавом, таким, например, как «кирксайт» с температурой плавления 371°C . Затем диск в горячем состоянии закрепляется, и его периферийная часть обжимается около корней лопаток, и после этого «кирксайт» выплавляется. Этот метод, разработанный американской фирмой «Форд», дает возможность изготавливать турбинные колеса с высокой точностью при значительно меньших затратах, чем при обычных способах изготовления.

НЕКОТОРЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Рассмотренный в гл. 2 простой газотурбинный двигатель, схема которого показана на фиг. 4, работает по циклу при постоянном давлении сгорания (фиг. 20). По этой схеме воздух попадает в двигатель при атмосферном давлении и адиабатически сжимается до максимального давления, постоянного для данного цикла.



Фиг. 20. Идеальный цикл постоянного давления.

Тепло, образующееся при сжигании топлива, подводится к воздуху при том же самом максимальном давлении. Затем газы в турбине расширяются, давление их становится равным атмосферному, при этом совершается полезная работа. Предполагается, что двигатель, работающий по циклу, показанному на фиг. 20, использует в качестве рабочего тела идеальный газ, т. е. газ, подчиняющийся законам Бойля и Шарля, описание которых можно найти в учебниках по тепловым двигателям. В этом случае процессы сжатия и расширения газа в двигателе происходят без трения по адиабате, т. е. без подвода или отвода тепла к рабочему телу

вдоль линии BC и EF . При полном цикле воздух попадает в компрессор при атмосферном давлении (линия AB) и адиабатически сжимается (линия BC) до более высокого давления (точка C). Из компрессора воздух поступает в нагнетательную камеру (линия CD) и затем подается в камеру сгорания (линия DC). Тепло, образующееся при сгорании топлива, передается воздуху (линия CE) при постоянном давлении CD , причем удельный объем воздуха увеличивается на величину DE . Горячие газы расширяются по адиабате (линия EF) до атмосферного давления (точка F) и выбрасываются наружу (линия FB).

Отрицательная работа

Отрицательная работа или работа, затрачиваемая на привод компрессора, соответствует площади $ABCD$, а полная работа, совершаемая турбиной — площади $ADEF$. Полезная работа цикла соответствует площади $CEFB$.

Отношение величины отрицательной работы к полной работе турбины, равное

$$\frac{ABCD}{ADEF},$$

должно быть меньше единицы.

При конструировании газотурбинных двигателей работа, затрачиваемая на вращение воздушного компрессора, имеет очень большое значение, так как она определяет не только общую мощность, развиваемую турбиной, но также и ту ее часть, которая может быть использована в качестве полезной для привода внешних потребителей.

Таким образом, полезная работа = полной работе турбины — работа, затрачиваемая на привод компрессора (отрицательная работа).

Эффективность газотурбинного двигателя часто оценивают по отношению отрицательной работы к полной. Чем меньше это отношение, тем совершеннее двигатель. С другой стороны, это отношение должно быть

равно единице, если газотурбинный двигатель не будет производить полезной работы.

Чтобы показать, какую большую роль играет величина отрицательной работы в двигателе, рассмотрим простой газотурбинный двигатель, имеющий компрессор с относительно высоким к. п. д., равным 0,85, и турбину с таким же к. п. д. Общий к. п. д. компрессора и турбины в этом случае равен $0,85 \cdot 0,85 = 0,72$. Можно показать, что при этих условиях, если температура газов на входе в турбину будет равна 815°C , полезная мощность, развиваемая двигателем, должна составлять примерно 33% общей мощности, развиваемой турбиной. Таким образом, отрицательная мощность, или мощность, необходимая для вращении компрессора, должна составлять 67%.

Качество двигателя может быть оценено отношением отрицательной мощности к полной, т. е. в данном случае $\frac{67 \cdot 100}{100} = 67\%$.

В этом примере силовые элементы двигателя, например вал турбокомпрессора, должны быть рассчитаны для передачи 100% мощности, развиваемой турбиной при полезной мощности двигателя, составляющей только 33% от полной. Другими словами, вал турбокомпрессора этого двигателя должен выдерживать в три раза большую нагрузку, чем коленчатый вал соответствующего по мощности поршневого двигателя. Одной из целей конструктора при проектировании газотурбинного двигателя должно быть снижение величины отрицательной работы путем использования компрессоров и турбин с более высоким к. п. д. при более высоких значениях температуры газов на входе в турбину и т. д. Это позволит осуществить не только снижение веса и объема двигателя при данной мощности, но и увеличить его общий к. п. д.

Термический к. п. д. идеального цикла

Термический к. п. д. любого первичного двигателя равен отношению величины полезной работы, совершаемой в единицу времени, к механической энергии или

работе, эквивалентной подводимому теплу в единицу времени.

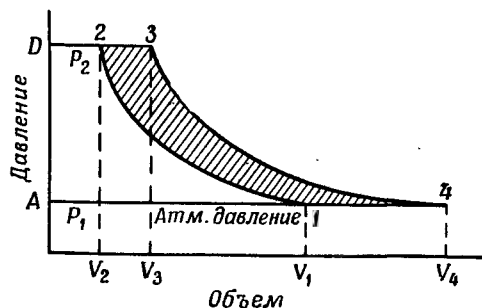
Таким образом

$$\text{Термический к. п. д.} = \frac{\text{Совершаемая работа (в мин)}}{\text{Механическая энергия, эквивалентная подводимому теплу (в мин)}}$$

Термический к. п. д. идеального цикла постоянного давления, показанного на фиг. 20, записанный при помощи тепловых единиц, будет иметь вид

$$\text{Термический к. п. д. идеального цикла} = \frac{\text{Тепло, эквивалентное площади } CEFB}{\text{Тепло, подводимое за счет сжигания топлива вдоль } CE}$$

Рассмотрим идеальный цикл постоянного давления (фиг. 21). 1 кг газа при атмосферном давлении P_1 , температуре T_1 и объеме V_1 сжимается адиабатически вдоль линии 1—2 до давления P_2 и удельного объема V_2 .



Фиг. 21. Идеальный цикл в диаграмме $P-V$.

Тепло подводится к газу вдоль линии 2—3 при постоянном давлении P_2 . При этом температура (абсолютная) газа повышается от T_2 до T_3 . Затем газ адиабатически расширяется вдоль линии 3—4. При этом его давление снижается до атмосферного давления P_1 , а температура и удельный объем соответственно до T_4 и V_4 .

Введем обозначения: отношение давлений $P_2/P_1 = \pi$, удельную теплоемкость при постоянном давлении C_p и

отношение удельных теплоемкостей $C_p/C_v = k$. Тогда легко вывести следующие соотношения:

Температура в конце процесса сжатия ¹⁾

$$T_2 = T_1 \pi^{(k-1)/k}. \quad (1)$$

Повышение температуры в процессе сжатия будет равно

$$T_2 - T_1 = T_1 (\pi^{(k-1)/k} - 1). \quad (2)$$

Тепло, подводимое к сжатому воздуху (2—3), будет равно

$$C_p (T_3 - T_2). \quad (3)$$

Температура в конце процесса расширения

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} \right). \quad (4)$$

Тепло, уносимое с выхлопными газами, будет равно

$$C_p (T_4 - T_1). \quad (5)$$

Работа, совершаемая турбиной в процессе расширения (3—4 ¹⁾),

$$C_p (T_3 - T_4). \quad (6)$$

Работа, затрачиваемая (компрессором) в процессе сжатия (1—2),

$$C_p (T_2 - T_1). \quad (7)$$

Полезная работа цикла

$$C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1). \quad (8)$$

К. п. д. цикла будет равен отношению полезной работы к подводимому теплу

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{C_p (T_3 - T_4 - T_2 + T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = \\ &= 1 - \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right) = 1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}}. \end{aligned} \quad (9)$$

¹⁾ Здесь предполагается, что и компрессор, и турбина имеют к. п. д., равные 1,0.

Если в качестве рабочего тела используется воздух, то отношение удельных теплоемкостей будет равно

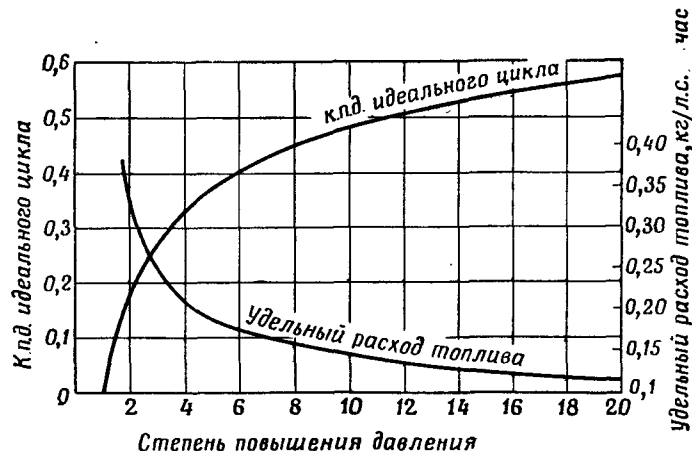
$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{0,2413}{0,1727} = 1,396,$$

где удельные теплоемкости выражены в $\text{ккал/см}^3 \cdot \text{град}$.

Подставляя эту величину в выражение (9), получим

$$\text{Термический к. п. д.} = 1 - \frac{1}{\pi^{0,2846}}.$$

Следует указать, что в этом уравнении величина π обозначает степень повышения давления или отношение давлений воздуха в конце и начале процесса сжатия. Для



Фиг. 22. Зависимость термического к. п. д. и удельного расхода топлива газотурбинного двигателя от степени повышения давления воздуха в компрессоре.

бензинового двигателя, работающего по циклу Отто, в соотношении для к. п. д., а именно

$$\text{Термический к. п. д.} = 1 - \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^{k-1},$$

величина ϵ есть отношение удельных объемов в начале и в конце процесса сжатия.

На фиг. 22 показано, как возрастает термический к. п. д. идеального цикла газотурбинного двигателя с

увеличением степени повышения давления вплоть до максимальных значений, характерных для современных авиационных двигателей большой мощности.

К. п. д. и температура газов на входе в турбину

Из уравнения (9) для к. п. д., выраженного через температуры:

$$\text{Термический к. п. д.} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2},$$

видно, что термический к. п. д. зависит от температур цикла. К. п. д. достигает максимального значения тогда, когда температура T_4 наименьшая, а разность $T_3 - T_2$, характеризующая количество подводимого тепла, наибольшая. Если температуру в конце процесса сжатия считать постоянной, т. е. $T_2 = \text{const}$, то к. п. д. будет увеличиваться с ростом температуры T_3 , соответствующей температуре газов на входе в турбину. Выигрыш в к. п. д. можно получить также за счет применения более высоких степеней расширения и снижения температуры T_4 .

Термические к. п. д. реальных двигателей

Обычно при сравнении различных типов двигателей их оценивают по термическим к. п. д. или, что то же самое, по их мощности в л. с. и соответствующему расходу топлива в единицу времени. При таком сравнении самыми лучшими двигателями считаются те, которые для данной мощности имеют минимальные расходы топлива. Выражение для термического к. п. д. идеального цикла, приведенное выше, с соответствующими изменениями можно применить и для реальных двигателей, работающих на газе, образующемся при сгорании топливно-воздушных смесей.

Так, если H_u — есть теплотворная способность топлива в ккал/кг , и G_T — вес топлива, расходуемого в 1 час, в кг, то механический эквивалент энергии расходуемого топлива будет равен $H_u G_T J$, где J — механический эквивалент Джоуля, а именно $J = 427 \text{ кгм/ккал}$.

Тогда индикаторный термический к. п. д. η_i будет равен

$$\eta_i = \frac{N_i 3600 \cdot 75}{H_u G_T 427} = 632,3 \frac{N_i}{H_u G_T}. \quad (10)$$

Так как на практике удобнее замерять мощности на валу двигателя, а не индикаторную мощность, то обычно рассматривают эффективные термические к. п. д. двигателей.

Эффективный термический к. п. д. η_e равен

$$\eta_e = \frac{632,3 \cdot N_e}{H_u G_T}. \quad (11)$$

Пример. Бензиновый двигатель, использующий топливо с теплотворной способностью 10 260 ккал/кг, имеет удельный расход топлива 0,227 кг/э. л. с. час, в то время как простой газотурбинный двигатель, работающий на топливе с такой же теплотворной способностью, расходует 0,68 кг/э. л. с. час.

Требуется оценить их термические к. п. д.

1) бензиновый двигатель:

$$N_e = 1 \text{ и } G_T = 0,227 \text{ кг,}$$

отсюда

$$\eta_e = \frac{632,3 \cdot 1}{0,227} = 0,274, \text{ или } 27,4\%;$$

2) газотурбинный двигатель.

Так как теплотворная способность топлива в обоих случаях одинакова, то эффективный термический к. п. д. газотурбинного двигателя определяется из соотношения

$$\eta_e = \frac{0,227}{0,68} = 0,0913, \text{ или } 9,13\%.$$

В этом примере расходы топлива выбраны в соответствии с действительными, поэтому полученные результаты показывают, насколько к. п. д. простого газотурбинного двигателя ниже к. п. д. бензинового двигателя.

Соотношение для расхода топлива

Из предыдущего выражения для эффективного термического к. п. д.

$$\eta_e = \frac{632,3}{H_u G_T}$$

следует, что удельный расход топлива G_T кг/э. л. с. час равен

$$G_T = \frac{632,3}{H_u \eta_e}. \quad (12)$$

Выражение (12) может быть использовано для построения графика зависимости удельного расхода топлива от степени повышения давления воздуха в компрессоре. Только сначала надо определить количество топлива с известной теплотворной способностью, которое необходимо сжечь, для того чтобы повысить температуру воздуха от температуры в конце процесса сжатия до максимальной температуры цикла при данном давлении. Затем следует определить количество топлива, приходящегося на 1 л. с. в час. На фиг. 22 нижняя кривая построена на основании такого расчета в предположении, что потери в компрессоре и турбине отсутствуют. Теплотворная способность топлива принималась равной 10 300 ккал/кг. Удельная теплоемкость при постоянном давлении $C_p = 0,238$. Результаты такого расчета показывают, что удельный расход топлива более резко снижается в области малых степеней повышения давления. Нужно подчеркнуть, что эти цифры удельных расходов топлива получены только для идеального цикла постоянного давления. Для реальных двигателей они будут значительно выше.

Некоторые замечания по термическим к. п. д.

Индикаторный термический к. п. д. по величине всегда выше эффективного термического к. п. д. Между собой эти к. п. д. связаны соотношением

$$\frac{\eta_i}{\eta_e} = \eta_m,$$

где η_m — механический к. п. д. двигателя.

Индикаторный термический к. п. д. двигателя значительно ниже термического к. п. д. идеального цикла для той же самой степени повышения давления (или расширения). Это объясняется тем, что условия течения и процессов, происходящих в реальном двигателе, отклоняются от условий течения идеального газа, от предполагаемых адиабатических или изотермических процессов, а также непостоянством удельной теплоемкости газа по тракту двигателя и некоторыми другими причинами. Обычно индикаторный термический к. п. д. бензинового двигателя составляет около 70—80% термического к. п. д. идеального цикла.

Индикаторная мощность двигателя в л. с. определяется путем измерений индикаторных давлений в двигателе. В то же время эффективная мощность двигателя определяется путем динамометрических измерений на выходном валу двигателя.

Полный к. п. д.

В предыдущем разделе к. п. д. цикла был определен исходя из предположения, что к. п. д. компрессора и турбины равен 1,0. С учетом реальных (более низких) к. п. д. этих элементов уравнение (9), написанное ранее для термического к. п. д., должно быть записано в виде

$$\eta_0 = \frac{\eta_T (T_3 - T_4) - (T_2 - T_1) \frac{1}{\eta_K}}{T_3 - T_2}, \quad (13)$$

где η_0 — полный к. п. д. двигателя, а η_K и η_T соответственно к. п. д. компрессора и турбины.

Здесь следует отметить, что величины T_2 , T_3 и T_4 в этом выражении отличаются от соответствующих значений температур в уравнении (9) из-за наличия потерь в элементах двигателя.

Можно легко показать, что, пользуясь соотношениями для обычных адиабатических процессов, связы-

вающих температуры и давления цикла, можно выражение (13) преобразовать к следующему виду:

$$\eta_0 = \frac{\frac{\eta_K \eta_T \Delta}{e} - 1}{\frac{\eta_K (\Delta - 1)}{e - 1} - 1}, \quad (14)$$

где Δ — отношение температур T_3/T_1 и $e = \pi^{(k-1)/k}$.

Из анализа этого выражения видно, что полный к. п. д. двигателя в отличие от термического к. п. д., выраженного соотношением (9), зависит от отношения T_3/T_1 или (при постоянной температуре на входе в компрессор) только от температуры в конце процесса подвода тепла T_3 . Из выражения (14) видно, что полный к. п. д. снижается при уменьшении к. п. д. компрессора и турбины по сравнению с их теоретическими максимальными значениями, равными 1,0. Из вышеизложенного видно, насколько важно с точки зрения получения на практике высокого полного к. п. д. и большой удельной мощности двигателя обеспечить возможно более высокие значения к. п. д. компрессоров и турбин.

Удельная мощность

Из соотношения (8) следует, что в случае идеального цикла работа, совершаемая 1 кг газа или воздуха, т. е. удельная мощность, которая может быть записана в виде

$$C_p [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)],$$

будет возрастать с увеличением количества подводимого тепла, а также с понижением конечной температуры цикла T_4 .

Вообще говоря, если не учитывать ограничений, существующих на практике, удельная мощность простого газотурбинного двигателя, работающего по циклу постоянного давления, возрастает с увеличением температуры газов на входе в турбину T_3 для данного отношения давлений P_2/P_1 , а также с уменьшением температуры выхлопных газов T_4 .

Удельная мощность и расход воздуха

Теоретическая мощность и расход воздуха простого газотурбинного двигателя могут быть определены по уравнению для полезной работы (8), если принять величину C_p для воздуха равной 0,24 и механический эквивалент тепла Джоуля равным 427 кгм/ккал.

Работа 1 кг воздуха по уравнению (8) равна

$$C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1), \text{ ккал/кг.}$$

Так как 1 ккал эквивалентна 427 кгм работы, а 1 л. с. = 75 кгм/сек, то

$$1 \text{ ккал/сек} = \frac{427}{75} = 5,7 \text{ л. с.}$$

Таким образом, удельная мощность равна

$$5,7 C_p(T_3 - T_4 - T_2 + T_1) \text{ л. с. сек/кг. воздуха.}$$

Если подставить $C_p = 0,24$, то удельную мощность можно выразить в виде

$$1,369(T_3 - T_4 - T_2 + T_1) \text{ л. с. сек/кг. воздуха.} \quad (15)$$

Можно показать, что если отношение T_3/T_2 обозначить через Δ , то выражение (15) можно переписать в форме, которая позволит выразить непосредственно величину удельной мощности.

Удельная мощность в этом случае будет равна

$$N_{\text{уд.}} = \frac{1,369 T_1}{\eta_k} (\pi^{(k-1)/k} - 1) \left[\frac{\eta_k \eta_t \Delta}{\pi^{(k-1)/k}} - 1 \right], \quad (16)$$

где η_k и η_t — соответственно к. п. п. компрессора и турбины.

Изоэнтروпические процессы

Теоретическое определение параметров газотурбинных двигателей может быть произведено в предположении, что газ является идеальным, т. е. таким, удельные теплоемкости которого сохраняются постоянными при всех температурах, а процессы сжатия и расширения совершаются по адиабате, без внешнего теплообмена.

В этих рассуждениях сделано предположение, что отсутствуют внутренние потери энергии вследствие вихреобразований или трения в газе, возникающих при адиабатических процессах. Поэтому цикл термодинамически является строго обратимым. Такой адиабатический процесс без трения (обратимый) носит название изоэнтропического процесса. В реальных условиях, чем меньше потери энергии при течении газа в двигателе, тем в большей степени процессы в нем будут приближаться к изоэнтропическим. Можно добавить, что обычно считают значения начальных температур одинаковыми как для реального, так и для изоэнтропического процесса сжатия. При этих условиях конечная температура реального процесса сжатия должна быть выше конечной температуры при изоэнтропическом процессе сжатия.

К. п. д. компрессора

К. п. д. компрессора может быть определен как отношение полученной работы к затраченной. Считая, что в процессе сжатия подвод тепла к воздуху и отвод его отсутствуют, т. е. предполагая, что существуют адиабатические условия, к. п. д. может быть выражен как отношение количества тепла, подведенного к воздуху при адиабатическом сжатии в компрессоре, к количеству тепла, подведенного к воздуху в реальном процессе сжатия. Так, для цикла, изображенного на фиг. 21, где процесс сжатия происходит от точки 1 до точки 2, характеризующихся температурами T_1 и T_2 и давлениями P_1 и P_2 , адиабатический к. п. д. компрессора $\eta_{\text{ак}}$ может быть выражен в виде

$$\eta_{\text{ак}} = \frac{\pi^{(k-1)/k} - 1}{T_2 - T_1}, \quad (17)$$

где $\pi = P_2/P_1$.

На практике адиабатические условия сжатия не реализуются, и процесс следует закону $PV^n = \text{const}$, где показатель n отличен от k .

Тогда к. п. д. компрессора может быть записан в виде

$$\eta_k = \frac{1 - \pi^{(k-1)/k}}{1 - \pi^{(n-1)/n}}. \quad (18)$$

К. п. д. турбины

К. п. д. турбины при тех же условиях, при которых был выведен к. п. д. компрессора (18), может быть записан в виде

$$\eta_{\pi} = \frac{1 - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{(n-1)/n}}{1 - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{(k-1)/k}}. \quad (19)$$

В этом выражении отношение давлений π и показатель n в процессе расширения не обязательно имеют те же значения, что и в процессе сжатия. Выбор этих величин может быть сделан на основе экспериментальных данных.

Политропический к. п. д.

Другой метод определения параметров циклов основывается на понятии политропического процесса, в котором рассматриваются бесконечно малые изменения давлений. Политропический к. п. д. определяется как к. п. д. процесса с бесконечно малым изменением давления, причем политропическое расширение или сжатие рассматриваются как процессы, в которых значения к. п. д. сохраняются постоянными.

При этом методе в качестве основы принимаются действительные значения начальных и конечных температур и давлений, полученных в процессе испытаний, и к газам применяется идеальный (обратимый) процесс, в результате которого газ переходит из начального состояния в конечное. Это означает, что процессы расширения и сжатия совершаются по закону, выражаемому уравнением $PV^n = \text{const}$, где величина n для каждого процесса будет иметь свое постоянное значение. При соответствующих температурах соотношения для политропических процессов расширения и сжатия могут быть выведены не прибегая к понятию энтропии, как это делается при рассмотрении изоэнтропических процессов. К преимуществам политропического процесса внимание было привлечено после выхода в свет работы Б. Вуда [13], посвященной расчетам газотурбинных двигателей. Вуд показал,

что политропический к. п. д. есть *к. п. д. ступени*, а не общий к. п. д. К. п. д. турбины увеличивается с увеличением степени расширения вследствие использования в последующих ступенях тепла, эквивалентного потерям на трение в предыдущих ступенях. В компрессоре возникает обратная картина. Вуд положил к. п. д. ступени равным 0,85 — величине, которая может быть получена только при самых благоприятных конструктивных условиях и в многоступенчатых установках.

Если политропический к. п. д. обозначить η_{π} , то тогда будет справедливым следующее соотношение: для турбины

$$\frac{n_1 - 1}{n_1} = \eta_{\pi} \left(\frac{k - 1}{k} \right), \quad (20)$$

для компрессора

$$\frac{n_2 - 1}{n_2} = \frac{1}{\eta_{\pi}} \left(\frac{k - 1}{k} \right),$$

где n_1 и n_2 — показатели степени в соотношении $PV^n = \text{const}$ для процессов расширения и сжатия.

Затем можно показать, что выражение для к. п. д. компрессора и турбины можно представить в виде

$$\eta_{\kappa} = \frac{1 - \pi^{(k-1)/k}}{1 - \pi^{(k-1)/\eta_{\pi} k}}, \quad (21)$$

$$\eta_{\pi} = \frac{1 - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\eta_{\pi} (k-1)/k}}{1 - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{(k-1)/k}}. \quad (22)$$

Если T_3 и T_4 — абсолютные значения температур начала и конца политропического расширения в турбине, а T_4' — конечная температура адиабатического процесса расширения, то можно показать, что справедливым является следующее соотношение:

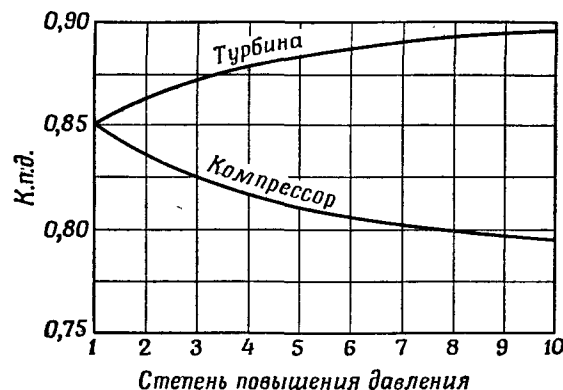
$$\left(\frac{T_4'}{T_3} \right)^{\eta_{\pi}} = \frac{T_4}{T_3}. \quad (23)$$

В качестве примера рассмотрим турбину с рабочей температурой газов на входе $T_3 = 593^{\circ}\text{C}$ и температурой газов на выходе $T_4' = 288^{\circ}\text{C}$. Положим $\eta_{\pi} = 0,85$.

Тогда, зная, что $T_4 = 325^\circ\text{C}$, найдем к. п. д. турбины

$$\eta_t = \frac{\text{Действительный перепад температур}}{\text{Адиабатический перепад температур}} = \frac{268}{305} = 0,879.$$

На фиг. 23 показаны результаты определения к. п. д. компрессора и турбины для различных степеней повышения давления в предположении, что при степени повышения давления, равной единице, к. п. д. равен 0,85. Из этого графика можно видеть, что с увеличением степени



Фиг. 23. Зависимость к. п. д. компрессора и турбины от степени повышения давления воздуха в компрессоре.

повышения давления к. п. д. компрессора снижается, а к. п. д. турбины возрастает.

Произведение к. п. д. компрессора и турбины падает с 0,721 для степени повышения давлений, равной единице, до 0,714 для степени повышения давлений, равной 10.

Этот график показывает также, что при увеличении степени повышения давления более 10 нельзя получить значительного выигрыша в к. п. д. турбины.

Основываясь на предыдущих результатах и считая известными абсолютные значения температур воздуха перед компрессором T_1 и газов на входе в турбину T_3 .

можно показать, что выражение для полного к. п. д. имеет вид

$$\eta_0 = \frac{\eta_t T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{(n-1)/n} \right] - \frac{1}{\eta_k} T_1 [\pi^{(n-1)/n} - 1]}{T_3 - T_1 - \frac{1}{\eta_k} T_1 [\pi^{(n-1)/n} - 1]}, \quad (24)$$

где η_k и η_t соответственно к. п. д. компрессора и турбины, а n — показатель степени в уравнении $PV^n = \text{const}$. Для адиабатического процесса $n = k$.

Поправки к идеальному циклу

Параметры газотурбинных двигателей определяются из расчетов, основанных на идеальном цикле. Такие расчеты позволяют получить нужные сравнительные данные двигателей и сделать определенные выводы о влиянии некоторых переменных факторов. Однако полученные из таких расчетов данные не могут быть применены непосредственно к реальным рабочим циклам с целью их количественного анализа. Как было указано ранее, это обусловлено различиями, существующими между идеальными и действительными условиями течения газа в двигателе. Кратко такие отличия сводятся к следующим:

1. Цикл газотурбинного двигателя. В цикле постоянного давления, или цикле Брайтона, как его иногда называют (см. фиг. 20), процессы сжатия и расширения изотропические, т. е. внутренние потери в них на трение в газе не учитываются. Однако практически реальные процессы сжатия и расширения отличаются от идеальных, и поэтому необходимо вносить поправки на значения температур, удельных объемов и давлений газа, рассчитанных на основе идеального цикла. Нужно указать, что в реальном газотурбинном двигателе процессы сжатия, подвода тепла и расширения непрерывные в отличие от поршневых двигателей.

2. Непостоянство удельных теплоемкостей рабочего тела. Удельные теплоемкости газов при изменении температуры не остаются постоянными, как это предполагается при расчетах идеального цикла, а увеличиваются

с увеличением температуры по определенному закону. Для большинства случаев величину удельной теплоемкости газа C можно выразить через абсолютную температуру T_1 рабочего тела в виде

$$C = C_0(1 + aT_1 + bT_1^2),$$

где C_0 — удельная теплоемкость газа при нормальной температуре, a и b — постоянные. Значение удельной теплоемкости увеличивается также с увеличением доли топлива в топливно-воздушной смеси. Так, для отношения количества воздуха к количеству топлива в топливно-воздушной смеси, равного 100:1, величина удельной теплоемкости при постоянном давлении C_p будет составлять 0,243 ккал/кг при 27°С и 0,281 — при 927°С. Если отношение количества воздуха к количеству топлива составляет 30:1, то величины теплоемкостей для этих двух температур будут соответственно 0,249 и 0,299 ккал/кг.

С увеличением удельной теплоемкости при увеличении температуры величина максимального давления цикла уменьшается после подвода тепла, так как подвод тепла при более высокой температуре не приводит к такому большому увеличению давления, как при более низких температурах.

Аналогично при данном количестве подводимого тепла максимальное повышение температуры в процессе сжатия воздуха будет значительно меньше, чем при адиабатическом процессе с постоянными удельными теплоемкостями. При переменной теплоемкости падение температуры в процессе расширения в турбине будет меньше, чем при постоянных удельных теплоемкостях.

3. Потери при течении газа. Вихреобразование и трение в потоке воздуха и газов при их течении в двигателе приводят к потерям полной мощности двигателя. Это обстоятельство сделало необходимым при конструировании двигателя учитывать аэродинамику газового потока с целью снижения этих потерь до минимума.

В связи с этим следует сказать, что потери при течении газа в осевом компрессоре значительно меньше, чем в центробежном. Это объясняется тем, что в центробежном компрессоре поток претерпевает большее количество

поворотов и изменений проходных сечений проточной части.

4. Потери в камере сгорания. Потери в камере сгорания приводят к тому, что ее к. п. д., или коэффициент выделения тепла, равный отношению количества тепла, получаемого при сгорании данного количества топлива, к калориметрическому или тепловому эквиваленту того же количества топлива, всегда меньше 1,0. Однако в наиболее совершенных камерах сгорания, таких, как камеры сгорания авиационных газотурбинных двигателей, эти потери невелики. Обычно к. п. д. таких камер сгорания достигает 0,96—0,98.

В камере сгорания существуют также потери давления газов, которые для различных типов камер изменяются в пределах от 3 до 5%. Эти потери приводят к уменьшению давления газов на входе в турбину и, следовательно, к падению термического к. п. д. и мощности двигателя.

5. Потери на охлаждение турбины и подшипников. В большинстве газотурбинных двигателей малой мощности, а также в двигателях авиационного типа часть воздуха отбирается от одной или более ступеней компрессора для охлаждения сопловых и рабочих лопаток, диска и подшипников турбины. Отбор охлаждающего воздуха от компрессора приводит к падению к. п. д. двигателя, несмотря на то что охлаждающий воздух в случае турбореактивных двигателей снова попадает в выхлопные газы и совершает полезную работу при расширении в реактивной струе.

В настоящее время существует лишь ограниченное количество данных по турбинам с воздушным охлаждением. Можно только отметить, что в двигателе с воздушным охлаждением высокотемпературной турбины при рабочей температуре на 200—300°С большей, чем рабочая температура турбин без охлаждения лопаток, из-за потерь на охлаждение мощность снижается на 4—6%.

6. Механические потери в газотурбинных двигателях. Часть мощности газотурбинного двигателя расходуется на преодоление трения в подшипниках и механизме привода вспомогательного оборудования, например в приводах топливных и масляных насосов. У турбореактивного

двигателя со значительно более простым механизмом приводов вспомогательного оборудования по сравнению с двигателями, отдающими свою мощность через вал, механический к. п. д. высок и составляет около 0,97—0,98. Механический к. п. д. газотурбинных двигателей с силовым валом будет меняться в зависимости от конструкции в пределах от 0,95 до 0,97.

В заключение этой главы нужно отметить, что из-за экономии места здесь можно было дать только краткое описание термодинамических вопросов, возникающих при проектировании газотурбинных двигателей. Для получения более полных сведений и специальных данных по этому вопросу можно рекомендовать читателю обратиться к работам [14—22].

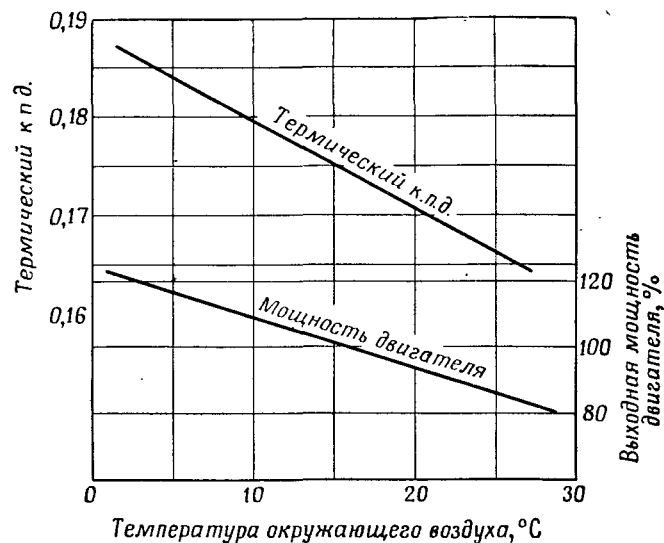
КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ 4 ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В предыдущих главах были рассмотрены некоторые общие положения и теоретические вопросы, а также были приведены формулы для расчета параметров газотурбинных двигателей. В данной главе будут более детально рассмотрены вопросы, связанные с эффективностью газотурбинных двигателей и влиянием некоторых важных параметров, таких, как температура на входе в турбину и степень повышения давления воздуха в компрессоре на к. п. д. двигателя.

Термический к. п. д. и температура воздуха на входе в компрессор

Всегда подчеркивалось преимущество работы газотурбинных двигателей с низкой температурой воздуха на входе в компрессор и с возможно более высокой рабочей температурой газов перед турбиной. От температуры воздуха на входе в компрессор или температуры окружающей среды зависит не только к. п. д. двигателя, но и развиваемая им мощность. При увеличении этой температуры мощность двигателя будет уменьшаться вследствие увеличения работы сжатия, и наоборот, с понижением температуры окружающего воздуха мощность двигателя будет возрастать. Уменьшение плотности воздуха с увеличением температуры при сохранении постоянными его объемного расхода через компрессор и числа оборотов двигателя приводит к снижению весового количества воздуха, поступающего в камеру сгорания. Таким образом, мощность двигателя будет падать, а расход топлива на единицу мощности будет возрастать, и, следовательно, термический к. п. д. будет уменьшаться. При снижении температуры окружающего воздуха

плотность воздуха на входе в компрессор будет увеличиваться, и, следовательно, будет возрастать весовой расход воздуха через двигатель. Таким образом, как мощность, так и термический к. п. д. двигателя при уменьшении температуры наружного воздуха будут увеличиваться.



Фиг. 24. Влияние температуры окружающего воздуха на мощность и к. п. д. газотурбинного двигателя.

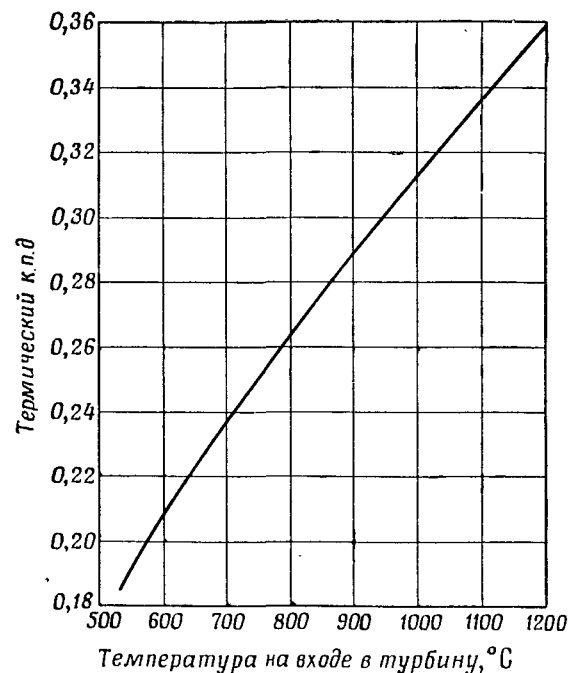
Рассмотрим на примере, как влияет температура воздуха на входе в компрессор на основные данные простого газотурбинного двигателя, имеющего температуру газов перед турбиной 550°C . Так, если температура наружного воздуха увеличится от 0 до 10°C , то повышение температуры воздуха в компрессоре будет составлять 6°C , а весовой расход воздуха снизится примерно на 10%. В соответствии с этим снизится примерно на 5,5% и термический к. п. д.

На фиг. 24 показано, как снижается мощность газотурбинного двигателя и его к. п. д. с повышением температуры наружного воздуха от 0 до 30°C . Падение мощности при более высоких температурах имеет существен-

ное значение для газотурбинных двигателей, которые должны работать в тропических странах. В связи с этим авиационные газотурбинные двигатели часто снабжаются средствами автоматики для кратковременного увеличения взлетной мощности при эксплуатации в тропических условиях.

Термический к. п. д. и температура на входе в турбину

Как указывалось выше, мощность и к. п. д. простого газотурбинного двигателя возрастают с увеличением тем-



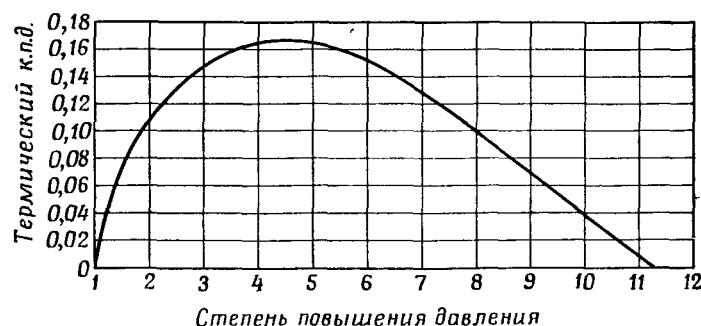
Фиг. 25. Влияние температуры газов на входе в турбину на термический к. п. д. газотурбинного двигателя.

пературы газов на входе в турбину. Однако на практике повышение рабочей температуры газов ограничивается

прочностью лопаток турбины. Хотя в реальных условиях величины к. п. д. зависят от целого ряда факторов, здесь достаточно рассмотреть характерный пример газотурбинного двигателя, чтобы показать, как меняется к. п. д. двигателя в зависимости от температуры газов на входе в турбину. На фиг. 25 [2] показана эта зависимость для простого газотурбинного двигателя, у которого к. п. д. компрессора и турбины составляют 0,866, а общий к. п. д. равен $0,866 \cdot 0,866 = 0,75$. Из этого графика видно, что при температуре газов на входе в турбину 650°C к. п. д. двигателя составляет около 0,225, а при 850°C к. п. д. равен 0,277. Как было ранее указано, применение соответствующего высокопрочного сплава для полых турбинных лопаток с воздушным охлаждением дает возможность повысить рабочую температуру газов до 950°C , что соответствует к. п. д. около 0,30. Чтобы к. п. д. газотурбинного двигателя приближался к к. п. д. двигателя Дизеля, необходимо температуру газов на входе в турбину повысить до $1100\text{—}1200^\circ\text{C}$.

Термический к. п. д. и степень повышения давления в двигателе

Простой газотурбинный двигатель работает при сравнительно низких давлениях воздуха, причем степень



Фиг. 26. Зависимость термического к. п. д. простого газотурбинного двигателя от степени повышения давления воздуха в компрессоре.

повышения давления компрессора обычно не превосходит 4,5—5. Можно показать теоретически и эксперименталь-

но, что в определенных пределах к. п. д. и мощность двигателя увеличиваются с ростом степени повышения давления в компрессоре. Зависимость изменения термического к. п. д. двигателя от степени повышения давления показана на фиг. 26. Эта кривая построена для случая, когда температура воздуха составляла на входе в компрессор 20°C и на входе газов в турбину 538°C . К. п. д. компрессора принимался равным 0,83, а к. п. д. турбины — 0,86. Из приведенного графика видно, что к. п. д. достигает максимальной величины (0,165) при степени повышения давления ~ 5 . При дальнейшем увеличении степени повышения давления наблюдается снижение к. п. д.

Совместное влияние степени повышения давления и рабочей температуры газов на входе в турбину

Влияние степени повышения давления воздуха в компрессоре и температуры газов на входе в турбину на термический к. п. д. простого газотурбинного двигателя можно проследить по графику, показанному на фиг. 27. При построении этого графика было принято, что к. п. д. компрессора 0,84, к. п. д. турбины 0,85, к. п. д. камеры сгорания 1,0 и температура воздуха на входе в компрессор $21,1^\circ\text{C}$.

Самая нижняя кривая рассчитана для к. п. д. компрессора 0,75 и представлена на графике для того, чтобы показать то заметное влияние, которое оказывает снижение к. п. д. компрессора на термический к. п. д. двигателя.

Пунктирной линией показана кривая, соответствующая величинам к. п. д. для идеального случая с учетом данных значений к. п. д. компрессора и турбины.

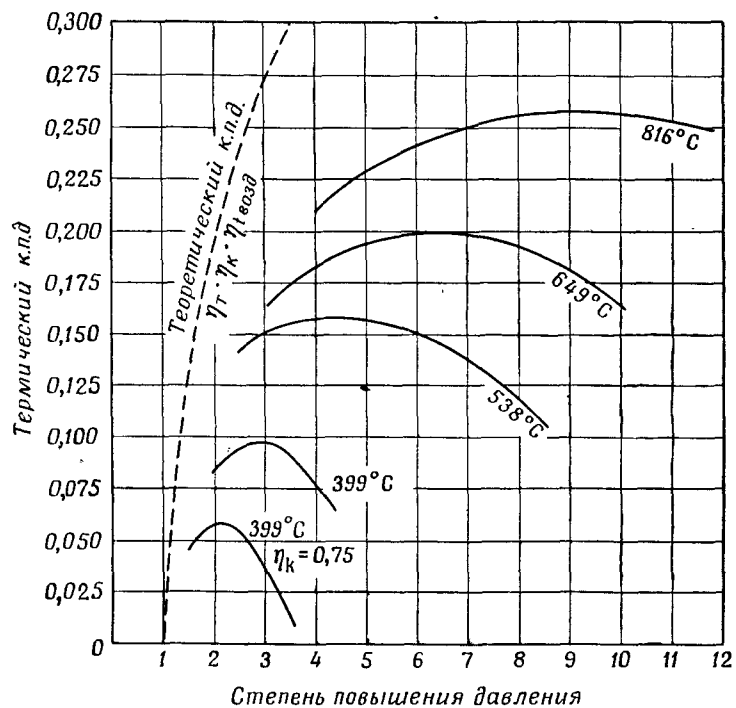
Из этого графика можно сделать следующие важные общие выводы:

1. Для данной температуры газов на входе в турбину термический к. п. д. двигателя с ростом степени повышения давления воздуха в компрессоре увеличивается, достигает максимальной величины и затем снижается при дальнейшем увеличении степени повышения давления.

2. Для данной степени повышения давления воздуха в компрессоре термический к. п. д. двигателя возрастает с увеличением температуры газов на входе в турбину,

причем этот рост является значительно более интенсивным, чем при увеличении степени повышения давления при постоянном значении температуры.

3. С ростом температуры газов на входе в турбину максимальные значения к.п.д. сдвигаются в область



Фиг. 27. Зависимость термического к. п. д. газотурбинного двигателя от степени повышения давления воздуха в компрессоре при различной температуре газов на входе в турбину.

более высоких степеней повышения давления. Из этого можно сделать заключение, что, для того чтобы получить максимальный выигрыш в к.п.д. при увеличении температуры газов на входе в турбину, необходимо увеличивать также и степень повышения давления. Однако при этом из практических соображений следует учиты-

вать, что с ростом степени повышения давления к.п.д. компрессора падает, а температура воздуха на выходе из компрессора увеличивается.

Полезная и полная мощность газотурбинного двигателя

В газотурбинном двигателе компрессор должен сжимать значительно большее количество воздуха, чем то, которое требуется для сгорания топлива. Избыточное количество воздуха идет на охлаждение продуктов сгорания до требуемых значений рабочей температуры газов. Отсюда следует, что как компрессор, так и турбина должны иметь большую мощность, чем в случае, если бы не требовалось определенного количества воздуха для охлаждения продуктов сгорания. В предыдущей главе специальный раздел был посвящен понятию отрицательной работы¹⁾, где указывалось, что эту работу необходимо свести к минимуму. Тем не менее в простом газотурбинном двигателе турбина должна развивать мощность значительно большую, чем мощность, отдаваемая двигателем для внешних потребителей. Далее, при наличии потерь в воздушном компрессоре и турбине также необходимо увеличивать мощность турбины при данной полезной мощности двигателя. В связи с этим обычно рассматривают общий к.п.д. компрессора и турбины, равный

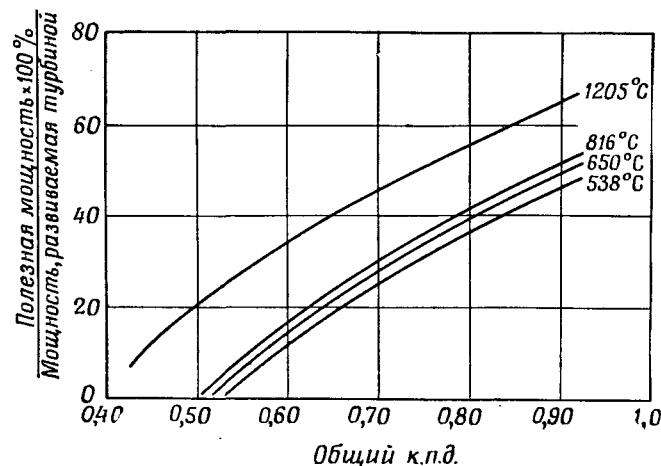
$$\eta_0 = \eta_k \eta_t,$$

где η_0 — общий к.п.д. компрессора и турбины, η_k — к.п.д. компрессора и η_t — к.п.д. турбины. На фиг. 28 графически показана полученная А. Мейером зависимость между полезной мощностью двигателя и общим к.п.д. компрессора и турбины $\eta_k \eta_t$ для четырех различных температур газа на входе в турбину. По оси ординат отложены значения полезной мощности двигателя, выраженные в процентах от мощности турбины. Эти величины

¹⁾ См. стр. 62.

характеризуют разницу между мощностью турбины и мощностью, требуемой для привода компрессора.

Компрессоры первых газотурбинных двигателей редко имели к. п. д. выше 0,7, тогда как турбины при максимально допустимой в то время рабочей температуре газа 538°C не могли иметь к. п. д. выше 0,75. Поэтому общий



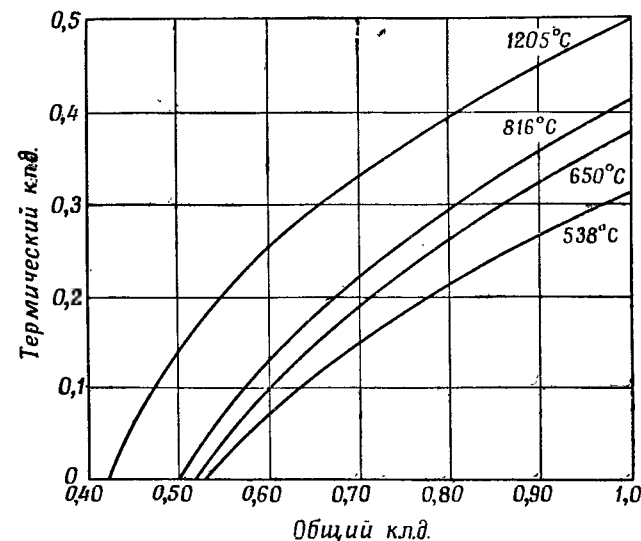
Фиг. 28. Влияние общего к. п. д. компрессора и турбины на относительную величину полезной мощности газотурбинного двигателя.

к. п. д. компрессора и турбины этих двигателей не превышал $0,70 \cdot 0,75 = 0,525$. На фиг. 28 нижняя кривая, соответствующая температуре 538°C , пересекает ось абсцисс в точке, соответствующей общему к. п. д. 0,53. Следовательно, при рассматриваемых величинах к. п. д. полезная мощность двигателя должна быть равна нулю и турбина может развивать мощность, достаточную только для вращения компрессора. Даже если было бы возможно увеличить температуру газа на входе в турбину до 816°C , то полезная мощность двигателя составила бы только около 5% от полной мощности, развиваемой турбиной.

Так как в настоящее время осевые компрессоры могут быть созданы с к. п. д. в пределах от 0,86 до 0,88, а тур-

бины с еще более высокими к. п. д., а именно 0,85—0,90, то значения общего к. п. д. компрессора и турбины лежат в диапазоне 0,75—0,80. Сколько-нибудь значительное улучшение к. п. д. этих элементов двигателя в дальнейшем, по-видимому, маловероятно.

Как видно из фиг. 28, для общего к. п. д. компрессора и турбины, равного 0,79, и температуры газа на входе



Фиг. 29. Влияние общего к. п. д. компрессора и турбины на термический к. п. д. газотурбинного двигателя при различной температуре газов на входе в турбину.

в турбину 816°C отношение полезной мощности двигателя к полной мощности, развиваемой турбиной, составляет около 0,4, или 40%. Таким образом, из каждой лошадиной силы мощности, развиваемой турбиной, 0,4 л. с. расходуются на совершение полезной (внешней) работы. Это показывает, что при проектировании турбин мощность их должна в $1,0/0,4 = 2,5$ раза превосходить требуемую полезную мощность двигателя.

Для тех же данных на фиг. 29 приведена зависимость термического к. п. д. двигателя от общего к. п. д. компрес-

сора и турбины. Из этой зависимости видно, что термический к. п. д. увеличивается с ростом температуры газов на входе в турбину, а также с повышением общего к. п. д. компрессора и турбины.

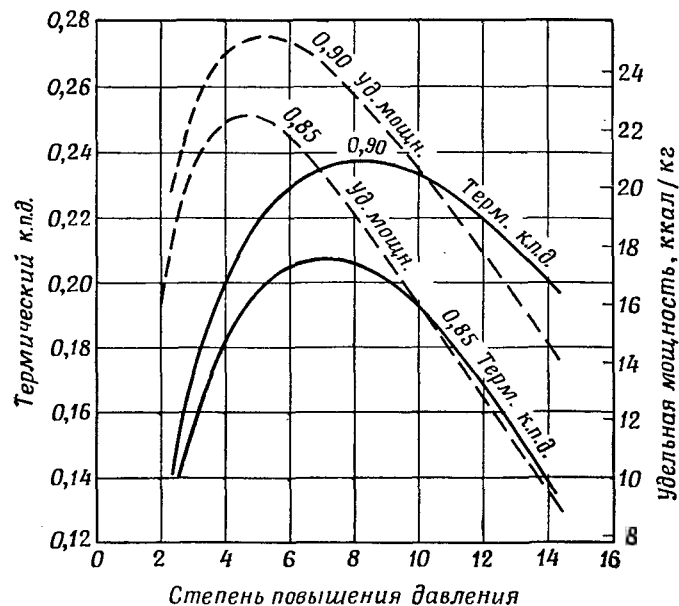
Видно также, что при общем к. п. д. компрессора и турбины, равном 0,79, и рабочей температуре газов 816°C термический к. п. д. двигателя составляет около 0,28.

Мощность, степень повышения давления и рабочая температура газов двигателя

Аналитически можно показать, что мощность газотурбинного двигателя возрастает с увеличением степени повышения давления воздуха в компрессоре, достигает максимальной величины и затем снижается при дальнейшем увеличении степени повышения давления. Вообще максимальное значение мощности соответствует меньшей величине степени повышения давления, чем максимальное значение термического к. п. д. двигателя. Это ясно видно из графика [23], показанного на фиг. 30, на котором приведены кривые к. п. д. и мощности двигателя для рабочей температуры газа перед турбиной 650°C и к. п. д. турбины 0,86. Кривые построены для значений к. п. д. компрессора 0,85 и 0,90. Из этого графика видно, что при степени повышения давления, равной 7, и к. п. д. компрессора 0,85 максимальное значение термического к. п. д. составляет около 0,207, а при степени повышения давления, равной 9, и к. п. д. компрессора 0,90 — около 0,237. В этом случае увеличение термического к. п. д. составляет около 14%. Максимальная величина удельной мощности двигателя соответствует значению степени повышения давления, равной 4,7 для более низкой величины к. п. д. компрессора, и значению 5,4 для более высокой величины к. п. д. компрессора. Таким образом, повышение удельной мощности двигателя при увеличении к. п. д. компрессора от 0,85 до 0,90 составляет около 11%. Эти результаты наглядно показывают, насколько важным является повышение к. п. д. компрессора.

Как было установлено ранее, из этого графика можно видеть, что *максимальные значения мощности двигате-*

лей соответствуют более низким величинам степеней повышения давления воздуха в компрессоре, чем максимальные значения термических к. п. д. Далее, с увеличением к. п. д. компрессора величина степени повышения давления, соответствующая максимальным значениям мощности, и термический к. п. д. двигателя увеличиваются, т. е. максимумы кривых сдвигаются вправо. На этом



Фиг. 30. Влияние степени повышения давления воздуха в компрессоре на удельную мощность и термический к. п. д. газотурбинного двигателя.

примере можно также показать, что при увеличении температуры газов на входе в турбину *максимальное значение удельной мощности и термический к. п. д.* будут не только увеличиваться по сравнению со значениями, показанными на фиг. 30, но и *сдвигаться в область более высоких значений степеней повышения давления воздуха в компрессоре.* Так, при рабочей температуре газов 595°C максимальный к. п. д. равен 0,167 и соответствует

степени повышения давления 5,5, а с увеличением температуры до 816°C максимальный к. п. д. становится равным 0,245 при степени повышения давления 10. Максимальное значение удельной мощности соответствует степени повышения давления, равной 4 при более низкой температуре и увеличивается примерно на 106% при степенях повышения давления, равной 6, при более высокой температуре.

Из вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Для данной температуры газов перед турбиной мощность газотурбинного двигателя увеличивается с ростом степени повышения давления и достигает максимальной величины, а затем плавно снижается при дальнейшем увеличении степени повышения давления воздуха в компрессоре.

2. С увеличением температуры газов на входе в турбину мощность двигателя значительно увеличивается при тех условиях, которые были приняты в рассмотренном ранее примере.

3. С увеличением температуры газов на входе в турбину максимальные значения мощности сдвигаются в область более высоких степеней повышения давления воздуха в компрессоре.

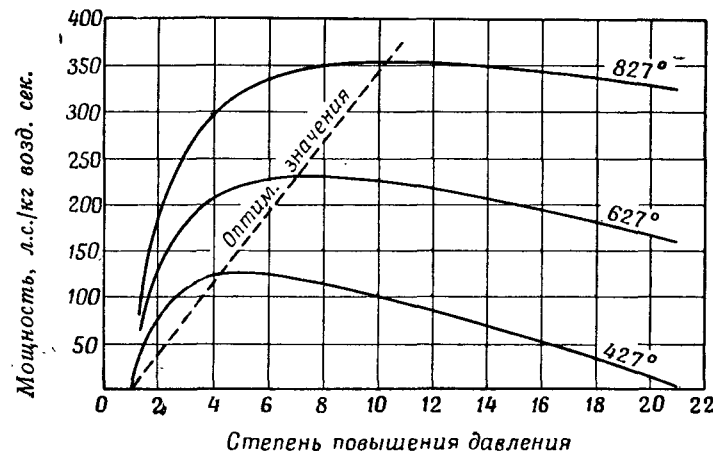
Учет потерь в двигателе

Чтобы определить влияние потерь в двигателе на результаты теоретических рассуждений в отношении к. п. д. и мощности двигателя, рассмотрим простой газотурбинный двигатель, например турбореактивный. Положим, что потери в компрессоре и турбине равны нулю, т. е. их к. п. д. равен 1,0, а удельную теплоемкость газов при постоянном давлении равной 0,238 ккал/кг. Для этих исходных данных были произведены расчеты¹⁾ по определению теоретической мощности двигателя для различных значений степени повышения давления воздуха в компрессоре. Результаты этих расчетов, произведенных для трех температур газа на входе в турбину, равных 427° , 627° и 827°C , графически представлены на

¹⁾ Данные фирмы «Роллс Ройс».

фиг. 31. Анализ их подтверждает те выводы, которые были сделаны выше.

Эти результаты не учитывают потерь мощности в элементах двигателя, например в компрессоре, турбине и вспомогательных механизмах, или тех потерь, которые возникают вследствие сопротивления при движении газового потока, а также потерь в камере сгорания из-за



Фиг. 31. Зависимость удельной мощности газотурбинного двигателя от степени повышения давления воздуха при различной температуре газов на входе в турбину.

отбора воздуха для охлаждения турбины и подшипников и т. д. Очевидно, что вследствие потерь в компрессоре потребуется большая мощность для его привода. В то же время потери в турбине будут вызывать снижение количества энергии, которое может быть получено от газов. Другой причиной отклонения действительных параметров двигателя от теоретических (представленных на фиг. 31) является непостоянство величины удельной теплоемкости воздуха и газов при их течении в двигателе. В рассмотренном примере удельная теплоемкость принята постоянной и равной теплоемкости воздуха. Если учесть все эти факторы, то можно показать, что величина мощности, приходящаяся на 1 кг весового

расхода воздуха, проходящего через двигатель, будет значительно ниже величин, приведенных на графике фиг. 31. При этом максимальные значения удельной мощности будут соответствовать более низким степеням повышения давления воздуха в компрессоре. Величины этих отклонений приведены в табл. 1.

Таблица 1

Теоретическая и действительная мощность газотурбинного двигателя

Температура газа на входе в турбину, °С	Максимальное значение мощности, л. с./кг-сек		Соответствующая степень повышения давления	
	теоретическое ¹⁾	действительное ²⁾	теоретическая	действительная
427	56	18,0	4,3	2,7
627	103	44,9	7,0	4,2
827	159	92,0	10,3	6,1

¹⁾ Значения взяты из графика фиг. 31.
²⁾ К. п. д. компрессора 0,75, к. п. д. турбины 0,90.

Удельная мощность газотурбинных двигателей

В предыдущей главе рассматривались результаты аналитического исследования соотношений между удельной мощностью и расходом воздуха в простом газотурбинном двигателе. Здесь этот вопрос будет рассмотрен с практической точки зрения.

Во всех двигателях внутреннего сгорания мощность зависит от количества топлива, сжигаемого в единицу времени. В случае бензиновых двигателей количество тепла, выделяющееся при сгорании углеводородного топлива в смеси с таким количеством воздуха, которое необходимо для сгорания лишь этого количества топлива, составляет примерно 718 ккал на 1 кг расходуемого воздуха. Это количество тепла эквивалентно 4,09 кгм энергии, получаемой при сгорании 1 см³ топливно-воздушной смеси и 959 ккал на 1 м³ смеси.

Отсюда можно определить теоретическую мощность двигателя, если известны число оборотов и размеры последнего, поскольку можно установить количество смеси, расходуемой в единицу времени. Так, например, известно, что индикаторная мощность бензинового двигателя в л. с. является функцией общего объема цилиндров, описываемого поршнями, и числа оборотов вала двигателя. Можно доказать, что максимально возможная величина мощности на валу двигателя в л. с., приходящаяся на единицу объема цилиндра, например на 1 л, прямо пропорциональна числу оборотов двигателя. Так, для двигателей без наддува максимально достижимая мощность при 1500 об/мин составляет 20 л. с./л, а при 5000 об/мин — 70 л. с./л.

Максимальная мощность газотурбинного двигателя определяется до некоторой степени подобным же образом по известному количеству топливно-воздушной смеси, сжигаемой в единицу времени. Если, как это обычно имеет место, коэффициент избытка воздуха в первичной зоне сгорания сохраняется постоянным, то мощность может быть определена по количеству расходуемого воздуха, или, что более точно, по количеству кислорода. Известно, что компрессор должен сжимать дополнительное количество воздуха, значительно большее, чем то, которое необходимо для сгорания топлива. Избыточный воздух необходим для того, чтобы охлаждать продукты сгорания до допустимой температуры на входе в турбину. Поэтому обычно при рассмотрении параметров газотурбинного двигателя вводится понятие производительности компрессора, выражаемой весом воздуха, проходящего через двигатель в единицу времени, или *весового расхода воздуха* (кг/сек).

Параметры газотурбинных двигателей, используемые для определения мощности и к. п. д., выражаются через весовой расход воздуха, приходящегося на единицу мощности в л. с. в единицу времени, например в секунду. Таким образом, *удельный весовой расход воздуха* есть вес проходящего через двигатель воздуха в секунду, приходящийся на 1 л. с. В качестве примера рассмотрим газотурбинный двигатель большой мощности, развивающий 10 000 л. с. при 15 000 об/мин. Расход

воздуха через двигатель составляет 38,1 кг/сек или около 2,25 т/мин. Соответствующий удельный весовой расход воздуха составляет 0,00381 кг/л. с. · сек и удельная мощность 262 л. с. · сек/кг.

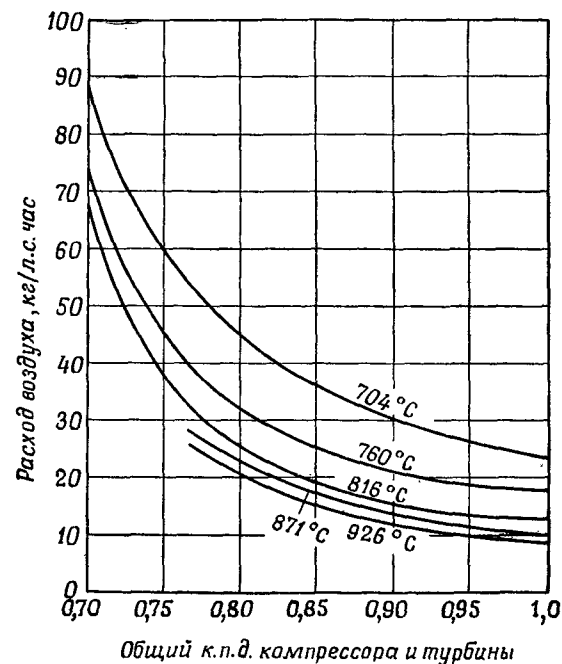
Удельные весовые расходы воздуха малых газотурбинных двигателей лежат в пределах 0,00952—0,01135 кг/л. с. · сек. Двигатели мощностью от 300 до 500 л. с. имеют удельные весовые расходы воздуха от 0,00726 до 0,00908, а двигатели мощностью от 600 до 1000 л. с. — от 0,00681 до 0,00454. В связи с этим обычно в двигателях большой мощности применяют осевые компрессоры и осевые многоступенчатые турбины, за счет чего эти двигатели имеют относительно более высокие значения к. п. д., чем двигатели малой мощности.

Факторы, влияющие на весовой расход воздуха

Из предыдущего изложения очевидно, что, чем меньше будет получен удельный расход воздуха при проектировании двигателя, тем меньше будет размер и вес газотурбинного двигателя данной мощности. Отсюда понятно, что, чем выше термический к. п. д., тем значительнее может быть снижен расход воздуха, приходящийся на единицу мощности (л. с./сек). Аналогично, чем выше к. п. д. компрессора и турбины, тем меньше будут размеры этих элементов для данной мощности двигателя.

Зависимость расхода воздуха простого газотурбинного двигателя от общего к. п. д. компрессора и турбины для различной температуры газов на входе в турбину показана на фиг. 32, кривые которой соответствуют температурам 704; 760; 816; 871 и 926° С. Из графика можно видеть, что, чем выше температура газов на входе в турбину, тем сравнительно ниже может быть удельный расход воздуха, проходящего через двигатель. Отсюда следует, что с увеличением температуры газов на входе в турбину могут быть снижены размеры компрессора и турбины, приводящей его во вращение. Однако если рабочие лопатки и диск турбины имеют воздушное охлаждение при высокой рабочей температуре газов, то компрессор по этой причине должен иметь значительно

большие размеры. Из этих кривых видно также, что независимо от влияния температуры газов на входе в турбину расход воздуха через компрессор снижается при



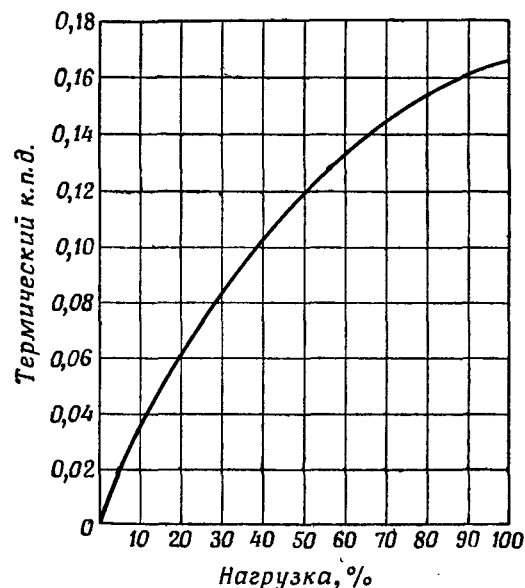
Фиг. 32. Зависимость удельного расхода воздуха газотурбинного двигателя от общего к. п. д. компрессора и турбины при различной температуре газов на входе в турбину.

увеличении к. п. д. компрессора и турбины для данной удельной мощности.

К. п. д. при частичных нагрузках

Как указывалось в гл. 2, одним из основных недостатков простого газотурбинного двигателя является *снижение его термического к. п. д. при частичных нагрузках*. На фиг. 33 представлена типичная кривая, показываю-

шая зависимость к.п.д. двигателя от его мощности в рабочем диапазоне чисел оборотов для газотурбинного двигателя с максимальной мощностью 2700 л.с. и температурой газов на входе в турбину 540° С. Из графика можно видеть, что с уменьшением нагрузки от ее максимального значения к.п.д. двигателя снижается довольно



Фиг. 33. Изменение термического к.п.д. газотурбинного двигателя в зависимости от величины нагрузки.

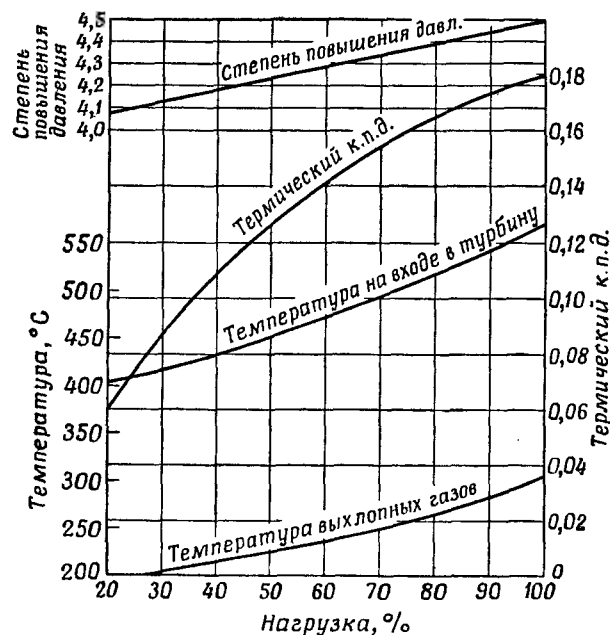
быстро. Это приводит к тому, что двигатель, который должен работать в широком диапазоне нагрузок, как, например, автомобильный двигатель, будет иметь сравнительно высокий расход топлива. Кроме указанных ранее общих причин этого снижения к.п.д. по числу оборотов, основная причина связана с уменьшением степени повышения давления воздуха в компрессоре при малых числах оборотов и падении рабочей температуры газов на входе в турбину. К тому же геометрия лопаток компрессора и углы атаки при проектировании были выбраны

такими, чтобы удовлетворить условиям течения при определенных значениях чисел оборотов и расхода воздуха, проходящего через компрессор. Поэтому чем значительнее действительные условия работы компрессора отличаются от расчетных, тем в большей степени будет снижаться его к.п.д. Чем ниже число оборотов компрессора по сравнению с расчетным, тем значительнее снижается его к.п.д. Причем это падение тем сильнее, чем на большую степень повышения давления воздуха был рассчитан компрессор. При отклонении величины расхода воздуха и чисел оборотов от расчетных может также возникнуть помпаж компрессора.

По сравнению с компрессором изменения рабочих условий при частичных нагрузках сказываются на работе турбины в меньшей степени. Поэтому турбина может работать достаточно эффективно в более широком диапазоне изменений углов атаки на входе в рабочее колесо, чем компрессор.

Чтобы сохранить к.п.д. неизменным при частичных нагрузках, необходимо поддерживать температуру на входе в турбину примерно постоянной и изменять только количество газов, проходящих через нее. С другой стороны, если весовой расход газов через турбину будет неизменным, а будет уменьшаться только температура газов перед турбиной, то к.п.д. будет падать. Насколько в современных бензиновых двигателях и двигателях Дизеля просто регулировать количество топлива, расходующего в единицу времени, настолько трудно регулировать количество воздуха, проходящего через газотурбинный двигатель, так как при этом снижается к.п.д. компрессора. Если, например, задресселировать компрессор, то его к.п.д. заметно снизится. В случае осевых компрессоров, которые проектируются на определенный расход воздуха, любое заметное снижение расхода воздуха при расчетном числе оборотов будет приводить к неустойчивости и, следовательно, к падению давления. Однако если углы установки рабочих лопаток компрессора могут изменяться, то может быть обеспечен значительно более широкий диапазон изменения расхода воздуха при работе компрессора, у которого к.п.д. будет достаточно высоким.

При регулировании мощности двигателя путем сжигания меньшего количества топлива в камере сгорания при неизменном расходе воздуха уменьшается температура газов на входе в турбину и, следовательно, ее к. п. д. Б. Вудом [13] были произведены расчеты с целью определения давлений, температур и к. п. д. для простого



Фиг. 34. Изменение степени повышения давления, температуры газов и к. п. д. газотурбинного двигателя в зависимости от нагрузки.

газотурбинного двигателя, работающего по циклу постоянного давления на нерасчетных режимах. При этом расход воздуха считался постоянным, а изменялось лишь количество впрыскиваемого топлива. На фиг. 34 графически представлены результаты этих расчетов. Расчеты были проведены для двигателя, имеющего при полной нагрузке рабочую температуру газов на входе в турбину 704°C , степень повышения давления 4,5 и к. п. д. 0,179.

В процессе расчетов предполагалось также, что при частичных нагрузках в камере сгорания сжигается меньшее количество топлива в том же количестве воздуха. Поэтому с уменьшением мощности, развиваемой двигателем, температура газов на входе в турбину также будет снижаться. Так, при нагрузке, составляющей 50% от расчетной, температура газов на входе в турбину будет составлять около 445°C , а соответствующий к. п. д. — около 0,125. Степень повышения давления при этом снизится до 4,25. Причиной этого является уменьшение сопротивления в двигателе при течении газов из-за снижения объемного расхода газа.

Результаты, представленные на фиг. 34, показывают, что температура газов на входе в турбину, температура выхлопных газов, а также степень повышения давления воздуха в компрессоре падают при уменьшении нагрузки. При полной нагрузке разность между температурой газов на входе в турбину и температурой выхлопных газов значительно больше, чем при частичных нагрузках. Характер изменения указанных параметров двигателя при уменьшении нагрузки по сравнению с ее максимальным значением приводит к прогрессивному падению термического к. п. д. двигателя.

Практически повысить к. п. д. при частичных нагрузках можно путем применения двигателей со свободной силовой турбиной, теплообменников, промежуточного подогрева, а также различных циклов. В последнем случае становится более сложной конструкция всего двигателя и отдельных его элементов и, как правило, увеличивается стоимость двигателя. Однако нужно отметить, что швейцарской фирмой «Эшер Висс» [24] разработана установка замкнутого цикла, в которой осуществлено внешнее сгорание и в которой рабочие газы непрерывно циркулируют в замкнутой системе. Этот метод позволяет получить более высокие значения к. п. д. при частичных нагрузках за счет изменения величины давления в замкнутой системе.

ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МАЛЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Как было показано выше, термический к. п. д. и удельная мощность простого газотурбинного двигателя имеют относительно более низкие значения по сравнению с бензиновыми двигателями и двигателями Дизеля. Так, в более простых конструкциях газотурбинного двигателя термический к. п. д. при полной нагрузке обычно составляет от 45 до 65% от значений термического к. п. д. современных бензиновых двигателей. Отсюда ясно, что для усовершенствования газотурбинных двигателей этого типа необходимо проделать еще значительную исследовательскую работу. К сожалению, существуют и другие нерешенные задачи, которые задерживают развитие малых газотурбинных двигателей. Из них самыми важными являются две: 1) трудность обеспечения малых размеров; 2) трудность создания простой конструкции низкой стоимости.

Влияние малых размеров

Ранее уже отмечалось, что авиационные и наземные (стационарные) газотурбинные установки средней и большой мощности путем введения некоторых усовершенствований могут иметь значения к. п. д., сравнимые с значениями к. п. д. двигателей Дизеля и бензиновых двигателей. Однако невозможно осуществить уменьшение размеров этих двигателей до размеров того класса двигателей, которые описываются в данной книге, чтобы остались неизменными величины к. п. д. и удельной мощности. Это обстоятельство подтверждается тем, что большинство газотурбинных двигателей малой мощности имеет сравнительно высокие величины расхода топлива,

Можно показать, что с уменьшением размеров газотурбинного двигателя аэродинамические характеристики проточных частей компрессора и турбины ухудшаются. К. п. д. этих элементов двигателя снижаются при уменьшении их размеров. Аналогично с уменьшением расхода воздуха, протекающего через камеру сгорания, снижается коэффициент полноты сгорания. Из этого следует, что с уменьшением размеров газотурбинного двигателя значения к. п. д. его элементов снижаются и, следовательно, снижается полный к. п. д. всего двигателя.

Простота конструкции и стоимость

При конструировании большинства малых газотурбинных двигателей стремятся сделать их возможно более легкими, простыми и небольшими по размерам, с тем чтобы в ряде областей они могли успешно конкурировать с бензиновыми двигателями и двигателями Дизеля.

Малый вес и размеры являются основным преимуществом малых газотурбинных двигателей. Другим преимуществом этих двигателей по сравнению с бензиновыми двигателями и двигателями Дизеля является сравнительно низкая стоимость.

Как будет показано далее, существуют различные методы улучшения характеристик простого газотурбинного двигателя. Однако каждый из этих методов увеличения термического к. п. д. и удельной мощности связан с усложнением конструкции двигателя и увеличением его веса. В некоторых случаях, когда, например, применяется теплообменник, значительно увеличиваются также и габариты двигателя.

Целью конструктора при создании газотурбинного двигателя является обеспечение максимально возможных к. п. д. компрессора и турбины. Однако это часто влечет за собой применение осевых компрессоров и многоступенчатых турбин, имеющих сравнительно высокую стоимость изготовления. Поэтому их использование обычно ограничивается газотурбинными двигателями средней (500—1000 л. с.) и большой мощности.

Улучшение характеристик газотурбинного двигателя

Большинство приводившихся до сих пор рассуждений касалось простого газотурбинного двигателя, термический к. п. д. которого при малых размерах составлял от 0,10 до 0,14. Некоторые методы, позволяющие повысить к. п. д. газотурбинного двигателя, очевидны из изложенного в гл. 4. Кроме того, существуют другие возможные пути повышения удельных мощностей и к. п. д. двигателей. Основные из них следующие:

1. Повышение к. п. д. отдельных элементов, т. е. к. п. д. воздушного компрессора, газовой турбины и камеры сгорания.

2. Использование части тепловой энергии, содержащейся в выхлопных газах, для предварительного подогрева воздуха перед входом в камеру сгорания.

3. Применение более высоких степеней повышения давления.

4. Использование более высоких рабочих температур газа на входе в турбину или более низких температур воздуха на входе в компрессор.

5. Применение различных рабочих циклов.

6. Правильное проектирование элементов проточной части двигателя для снижения потерь при течении в них воздуха и газов.

С помощью этих методов можно значительно повысить термический к. п. д., как это и сделано в больших наземных и морских установках. Однако для рассматриваемого здесь газотурбинного двигателя малой мощности, по-видимому, могут быть применены методы, описанные в пунктах 1, 2, 4 и 6. Причина этого состоит в том, что остальные методы связаны с дополнительным усложнением конструкции (и поэтому повышением стоимости), а также увеличением веса и размеров двигателя.

Повышение к. п. д. элементов двигателя

Как было ранее показано, полный к. п. д. газотурбинного двигателя может быть выражен в виде произведения коэффициентов полезного действия компрессора, турбины, камеры сгорания и самого цикла, т. е. терми-

ческого к. п. д. Таким образом, с увеличением этих к. п. д. мощность двигателя увеличивается, а расход топлива снижается.

Увеличение к. п. д. отдельных элементов двигателя с целью повышения его полного к. п. д. является настолько важным, что не следует пренебрегать возможностью увеличения к. п. д. элементов даже на 1%. Так, если к. п. д. компрессора может быть увеличен, скажем, с 0,85 до 0,86 и к. п. д. турбины — с 0,80 до 0,81, то чистый выигрыш в к. п. д. всего двигателя будет составлять $0,86 \cdot 0,81 - 0,85 \cdot 0,80 = 0,697 - 0,680 = 0,017$. Это означало бы также, что при одном и том же расходе топлива удельная мощность двигателя увеличилась бы в той же степени.

Если теперь предположить, что к. п. д. компрессора и турбины увеличится с 0,87 — величины, характерной для существующих в настоящее время двигателей, до максимально возможного значения около 0,93, то общий к. п. д. (компрессора и турбины) увеличится с $0,87 \cdot 0,87 = 0,757$ до $0,93 \cdot 0,93 = 0,865$.

Если теперь обратиться к фиг. 29, считая при этом температуру газов на входе в турбину равной 650°C , то можно видеть, что термические к. п. д. двигателя при значениях общего к. п. д. 0,757 и 0,865 составляют соответственно 0,255 и 0,330. В этом случае выигрыш в к. п. д. будет составлять $(0,075/0,255) \cdot 100 = 29,5\%$.

Можно показать также, что соответствующий прирост мощности двигателя будет составлять около 33%.

Таким образом, для данного примера теоретически можно увеличить как термический к. п. д., так и мощность двигателя примерно на 5% на каждый процент увеличения к. п. д. компрессора и турбины. Хотя на практике выигрыш в к. п. д. должен быть значительно меньше из-за потерь в двигателе, тем не менее такое улучшение двигателя является заметным и заслуживает внимания.

Воздушный компрессор

Из существующих типов компрессоров, а именно центробежных, радиальных, центростремительных и осевых, наиболее широкое применение в малых газотурбинных

двигателях получил компрессор центробежного типа. Тем не менее в некоторых случаях используются также осевые и радиальные центростремительные компрессоры.

Основными причинами, по которым компрессор центробежного типа признан наиболее выгодным для применения в малых газотурбинных двигателях, являются следующие:

1. Центробежный компрессор имеет меньшие габариты и может быть сравнительно легко сконструирован, так как в настоящее время имеется значительное количество расчетных и экспериментальных данных по этому типу компрессора.

2. Этот компрессор более дешев в изготовлении, так как он не имеет ротора с большим количеством лопаток.

3. Компрессоры этого типа более устойчивы при работе в широком диапазоне чисел оборотов и предельных давлений, а их к. п. д. изменяются в меньшей степени при изменении расхода воздуха.

4. Центробежный компрессор значительно менее уязвим в случае попадания пыли в его входное устройство, чем осевой компрессор, в котором рабочие лопатки и лопатки спрямляющих аппаратов подвержены эрозии. В авиационных газотурбинных двигателях, которые большую часть времени работают в неземных условиях, более широкое применение получил компрессор осевого типа. Для работы на земле эти двигатели должны быть снабжены защитной сеткой на входе в компрессор.

5. Центробежный компрессор сохраняет постоянными свои основные параметры при работе в течение длительных промежутков времени и более надежен, чем осевой компрессор.

Центробежный компрессор по сравнению с осевым имеет более низкий к. п. д. и при этом величина его уже не может быть значительно увеличена. Так, *максимальные значения к. п. д. одноступенчатых современных компрессоров*, которые еще находят применение в некоторых типах авиационных газотурбинных двигателей, лежат в пределах от 0,77 до 0,79. Степень повышения давления в них составляет около 4,5 и является близкой к максимально возможной величине при данных значениях к. п. д. Однако в двухступенчатом центробежном

компрессоре можно достичь значений степени повышения давления от 6 до 7 при к. п. д. 0,75—0,77.

Осевой компрессор авиационного типа имеет максимальный к. п. д. от 0,85 до 0,88, причем эти цифры в будущем могут быть увеличены до 0,90—0,92. При этих значениях к. п. д. степени повышения давления составляют от 4 до 6. Для степени повышения давления, близкой к 12, максимальный к. п. д. компрессора может достигать 0,85—0,86.

Степень повышения давления воздуха, достижимая в одной ступени осевого компрессора, значительно меньше, чем в компрессоре центробежного типа. Так, для получения степени повышения давления, равной 8, необходимо иметь осевой компрессор с количеством ступеней от 8 до 12. По этой причине стоимость осевого компрессора сравнительно высока.

Центробежный компрессор имеет *большие диаметрально-размеры* по сравнению с осевым компрессором, однако он короче в осевом направлении. Кроме того, этот компрессор *значительно легче* соответствующего осевого компрессора в случае использования в газотурбинных двигателях малых размеров. В более крупных авиационных двигателях осевой компрессор обладает значительным преимуществом в весе перед центробежным.

Создание осевого компрессора обычно связано с несколько сложной экспериментальной и конструктивной работой по его доводке с целью поднятия его параметров по эффективности и надежности до современного уровня. Осевой компрессор *более неустойчив в работе* на некоторых режимах и более *чувствителен к конструктивным изменениям*, чем центробежный компрессор. Кроме того, лопатки осевого компрессора в большей мере *подвержены эрозии* из-за попадания в компрессор вместе с воздухом частичек пыли. По этой причине воздух перед попаданием в компрессор должен быть предварительно очищен.

Большим преимуществом осевого компрессора, как было указано ранее, является его *высокий к. п. д.*, что позволяет получить *более высокий полный к. п. д. газотурбинного двигателя и большую мощность, приходящуюся на единицу его веса.*

Турбина

Газовая турбина более проста по конструкции, и, кроме того, она является более изученным элементом газотурбинного двигателя, чем осевой компрессор. В противоположность последнему в турбине происходит расширение газов и уменьшение их давления. В настоящее время накоплено достаточно знаний по вопросам обтекания турбинных лопаток потоком газа, что позволяет обеспечить устойчивость течения и предотвратить возникновение в нем срывов. До сих пор, по-видимому, турбины не подвергались столь широкому исследованию, как более сложные осевые компрессоры, и поэтому турбины работали в менее благоприятных аэродинамических условиях течения, т. е. в условиях чрезмерных нагрузок при очень больших коэффициентах подъемной силы и углах поворота потока. Вероятно, значительно более низкие к. п. д. турбины объясняются главным образом именно этими причинами.

К. п. д. турбины может быть повышен путем использования нескольких ступеней, как это имеет место в наземных и морских установках. Однако число ступеней турбин в авиационных двигателях ограничивается одной, двумя или тремя. В результате к. п. д. турбины составляет около 0,85 и иногда достигает 0,90.

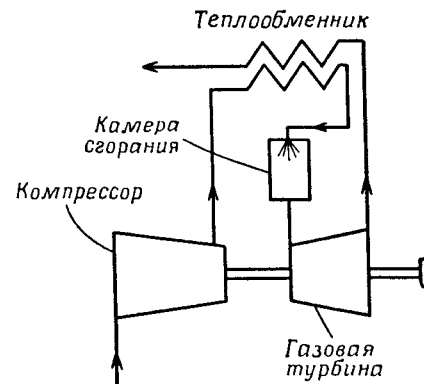
Из изложенного в предыдущих разделах видно, что улучшить параметры малых газотурбинных двигателей возможно путем использования методов, применяемых при конструировании авиационных компрессоров и турбин с учетом стоимости производства.

Применение теплообменников

Из существующих методов улучшения параметров малых газотурбинных двигателей наиболее обещающим является метод использования тепла выхлопных газов для подогрева сжатого воздуха перед его поступлением в камеру сгорания. При своем прохождении через компрессор воздух не только сжимается до определенного давления, но также и нагревается обычно до 150—250° С. Если к этому нагретому воздуху подвести дополнитель-

ное количество тепла от выхлопных газов, то потребуется меньшее количество топлива для получения необходимой температуры газов на выходе из камеры сгорания. При этом *термический к. п. д. двигателя будет выше*, а удельный расход топлива ниже.

Принцип работы теплообменника становится ясным из фиг. 35, на которой изображена более сложная схема газотурбинного двигателя по сравнению с изображенной на фиг. 4. По этой схеме



Фиг. 35. Схема газотурбинного двигателя с теплообменником.

воздух поступает в компрессор через входное устройство и после сжатия направляется в теплообменник. Теплообменник можно рассматривать как своеобразный радиатор, состоящий из большого числа тонкостенных металлических трубок, закрепленных концами в пластинах и расположенных в общем корпусе. Сжатый воздух на пути к камере сгорания, проходя через эти трубки, нагревается за счет тепла выхлопных газов, омывающих внешние поверхности этих трубок.

При использовании теплообменника температура газов на выходе из двигателя несколько снижается и перепад температур в нем увеличивается.

Вообще нужно отметить, что применение теплообменника и использование тепла выхлопных газов более эффективно при низких степенях повышения давления воздуха в компрессоре, а именно от 4 до 5. При значительно более высоких степенях повышения давления воздух, выходящий из компрессора, может оказаться нагретым до температуры, *превышающей* температуру выхлопных газов, а поэтому никакого выигрыша не получается.

Теоретические вопросы, связанные с применением теплообменников

Рассмотрим на примере большой стационарной газотурбинной установки преимущества, которые могут быть получены при использовании теплообменника. Хотя результаты этого рассмотрения и не могут быть в полной мере применены к самым малым газотурбинным двигателям, тем не менее общие выводы, сделанные на основании этого рассмотрения, покажут, в какой степени могут быть увеличены к. п. д. и удельная мощность двигателя при различной степени регенерации. Рассмотрим простую газотурбинную установку мощностью 2700 л. с., использующую теплообменники с различной поверхностью нагрева при постоянных значениях температур газов на входе в турбину и выходе из теплообменника. Положим, что поверхность теплопередачи изменяется от нуля (теплообменник отсутствует) до 2780 м². Рассмотрим также случай гипотетического теплообменника, имеющего бесконечно большую поверхность теплопередачи. Далее, в расчетах примем, что температура газов на входе в турбину равна 538°С, а температура воздуха на входе в компрессор составляет 20°С.

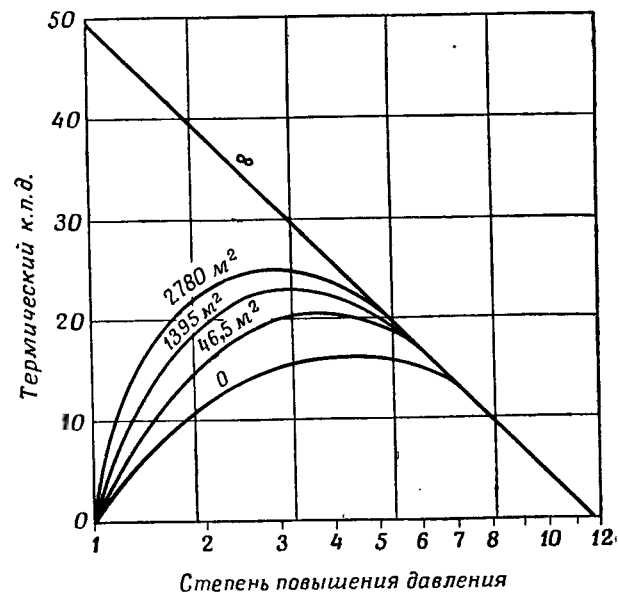
На фиг. 36 графически представлена зависимость полного к. п. д. двигателя от степени повышения давления воздуха в компрессоре и поверхности нагрева теплообменника. Каждая кривая соответствует определенной поверхности теплопередачи теплообменника. Как можно видеть при работе без теплообменника (кривая 1), максимальный к. п. д. двигателя составляет около 0,165 при степени повышения давления, равной 5. По мере увеличения теплопередающей поверхности теплообменника к. п. д. также увеличивается. Максимальные значения к. п. д. для кривых 2, 3 и 4 соответственно составляют 0,21, 0,23 и 0,255, причем эти значения к. п. д. достигаются при степенях повышения давления 3,8, 3,2 и 2,9.

На основании этого можно сделать следующие общие выводы:

1. Полный термический к. п. д. двигателя повышается с увеличением поверхности теплообменника, причем при

достаточно большой поверхности теплообменника его к. п. д. может увеличиваться довольно значительно.

2. Чтобы получить максимальный к. п. д. при увеличении теплопередающей поверхности теплообменника, необходимо соответственно снижать степень повышения



Фиг. 36. Зависимость термического к. п. д. газотурбинного двигателя от степени повышения давления воздуха при различной поверхности теплопередачи теплообменника.

1 — 0; 2 — 46,5 м²; 3 — 1395 м²; 4 — 2780 м²; 5 — ∞.

давления воздуха в компрессоре. Далее, можно показать, что при степенях повышения давления выше 10 никакое увеличение к. п. д. двигателя при использовании теплообменника невозможно, так как температура воздуха на выходе из компрессора достигает температуры выхлопных газов.

Действительные размеры теплообменника, используемого в двигателе, могут быть определены из практических соображений, например из рассмотрения его

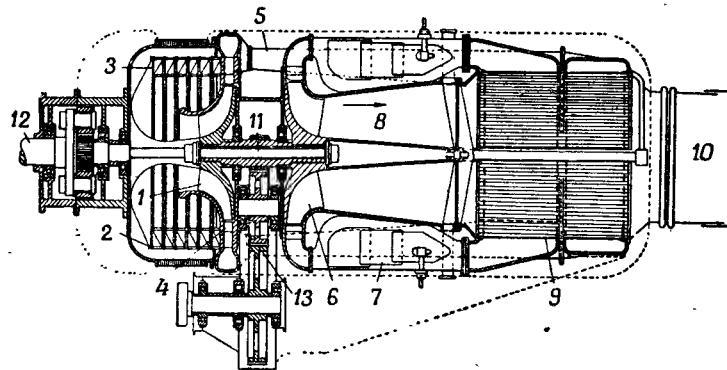
объема, веса и стоимости. Так что в каждом отдельном случае необходимо находить компромиссное решение исходя из величины достигаемого максимального к. п. д. и указанных практических соображений. Для наземных и некоторых морских установок можно использовать теплообменники сравнительно больших по отношению к турбине размеров. Обычно сама по себе газовая турбина по сравнению с теплообменником имеет карликовые размеры. Однако в автомобильных и малых газотурбинных двигателях можно осуществить только ограниченную степень регенерации. Обычно высокоэффективный теплообменник, имеющий от 0,186 до 0,278 м² эффективной теплопередающей поверхности, приходящейся на 1 л. с. мощности, позволяет увеличить к. п. д. двигателя на 30—45%. Так, с помощью высокоэффективного теплообменника можно увеличить к. п. д. простого малого газотурбинного двигателя от 0,12 до 0,16—0,18.

Другая положительная сторона применения теплообменника заключается в том, что он позволяет *увеличить к. п. д. двигателя также и на нерасчетных режимах его работы*. Таким образом, применение теплообменника дает возможность устранить один из основных недостатков простого газотурбинного двигателя, а именно чрезмерный расход топлива при частичных нагрузках. Так как малые газотурбинные двигатели некоторых типов, например автомобильные, большую часть времени работают на режимах неполной нагрузки, то использование в них *теплообменника позволяет получить лучшие характеристики двигателя при этих условиях*. Однако при этом снижается также к. п. д. двигателя при полной нагрузке.

Пример простого газотурбинного двигателя с теплообменником

На фиг. 37 показано устройство газотурбинного двигателя фирмы «С. А. Парсонс» [28] мощностью 60 л. с., причем в случае необходимости мощность двигателя может быть доведена до 300 л. с. Он состоит из одноступенчатого центробежного компрессора 1 с воздушными фильтрами на входе 2 и 3. После прохождения лопаточ-

ного диффузора 4 компрессора, сжатый воздух проходит через диффузор 5 и поступает в теплообменник 9, из которого затем направляется обратно через камеры сгорания 7 к радиальной центробежной турбине 6. Из турбины газы проходят через выходной диффузор 8, затем через секции теплообменника и выбрасываются в атмосферу через выхлопной патрубок 10. Общий вал



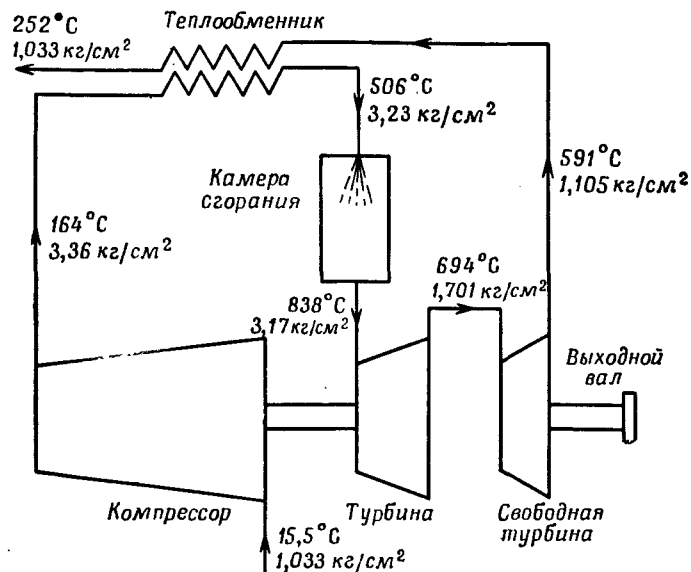
Фиг. 37. Устройство двигателя с теплообменником рекуперативного типа мощностью от 60 до 300 л. с.

турбокомпрессора 11 соединен с планетарным зубчатым редуктором. Мощность от двигателя передается внешнему потребителю через выходной вал 12. Другой вал, служащий для привода вспомогательных механизмов, соединен с валом 11 через зубчатую передачу 13. Расход воздуха через двигатель составляет от 0,91 до 3,63 кг/сек. Теплообменник двигателя имеет величину степени регенерации от 0,80 до 0,85. Давление воздуха на входе в теплообменник равно 0,175—0,246 атм.

Двигатель со свободной турбиной и теплообменником

В равной степени теплообменник можно использовать также и в газотурбинном двигателе со свободной турбиной. Схема такого двигателя показана на фиг. 38. На схеме изображен малый газотурбинный двигатель

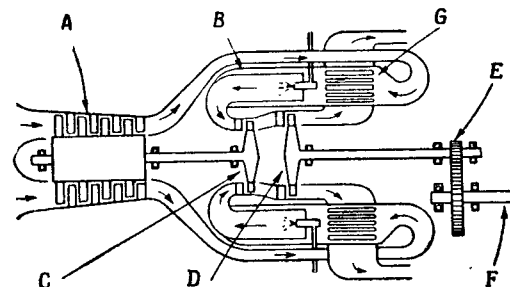
с центробежным компрессором. Сжатый воздух после компрессора проходит здесь через секции теплообменника, где он подогревается до более высокой температуры перед его поступлением в камеру сгорания. Выхлопные газы после турбины, приводящей во вращение компрессор, поступают в силовую (свободную) турбину, откуда после прохождения через теплообменник они



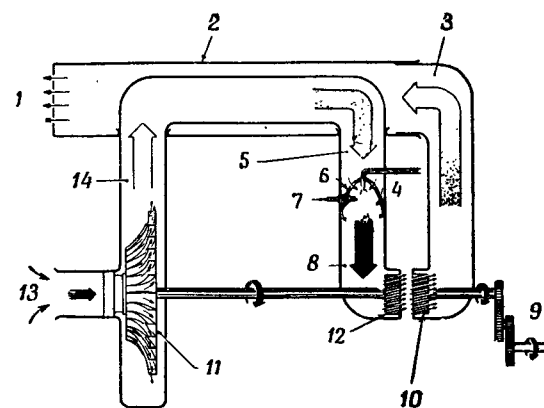
Фиг. 38. Схема газотурбинного двигателя со свободной турбиной и теплообменником.

выбрасываются в атмосферу. На схеме, изображенной на фиг. 38, указаны также физические параметры воздуха и газов по тракту двигателя, полученные экспериментально.

Устройство газотурбинного двигателя со свободной турбиной и теплообменником, предназначенного для автомобильного транспорта или для использования в других областях, где может потребоваться малый газотурбинный двигатель, показано на фиг. 39 [27]. Двигатель состоит из осевого компрессора А, подающего сжатый



Фиг. 39. Схематическое устройство газотурбинного двигателя со свободной турбиной и теплообменником.



Фиг. 40. Схема газотурбинного двигателя «Крайслер» со свободной турбиной и теплообменником.

1 — выхлопные газы низких давлений и температуры; 2 — теплообменник; 3 — горячие газы низкого давления; 4 — топливо; 5 — горячий воздух высокого давления; 6 — камера сгорания; 7 — свеча зажигания; 8 — газы высоких давлений и температуры; 9 — отбор мощности для привода колес; 10 — вторая ступень турбины; 11 — компрессор; 12 — первая ступень турбины; 13 — воздух; 14 — воздух высокого давления.

и нагретый воздух к теплообменнику G , где воздух еще более подогревается и поступает затем в камеры сгорания B , откуда продукты сгорания, разбавленные избыточным количеством воздуха, поступают в турбину компрессора C и затем в силовую турбину D . Выхлопные газы после турбины D проходят через теплообменник, омывая его трубки, и затем выбрасываются в атмосферу.

На фиг. 40 схематически показан теплообменник, или регенератор, использовавшийся в ранней конструкции автомобильного газотурбинного двигателя фирмы «Крайслер». Направление течения газов высокого и низкого давлений на схеме указаны стрелками. Двигатель, о котором идет речь, относится к классу двигателей со свободной турбиной, причем вторая ступень турбины в этом случае является силовой, отдающей свою мощность внешнему потребителю.

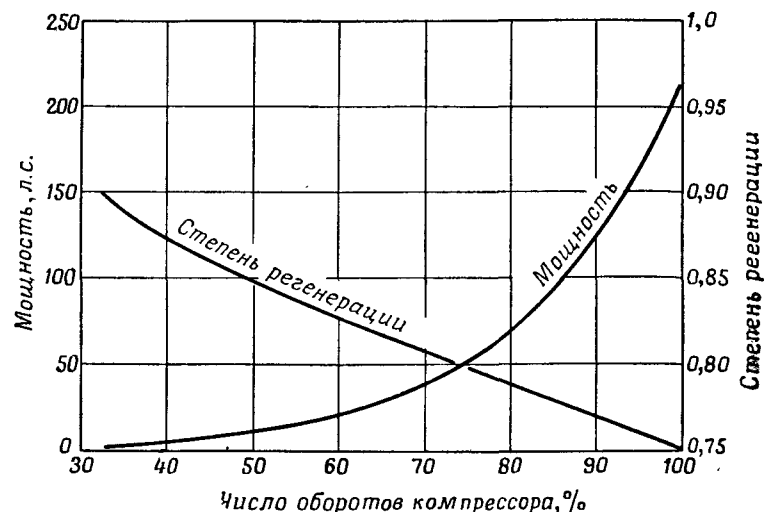
К. п. д.¹⁾ теплообменника

К. п. д. теплообменника, или, как его иногда называют, *степень регенерации*, есть отношение величины повышения температуры воздуха в теплообменнике к разности между температурой выхлопных газов и температурой воздуха на входе в теплообменник.

Расчетные параметры типичного газотурбинного двигателя со свободной турбиной и теплообменником

Некоторые интересные результаты были получены С. Д. Хироном [29] при исследовании характеристик двигателя со свободной турбиной, снабженного теплообменником и предназначенного для использования на автомобиле. Двигатель имеет мощность 212 л. с. Исходными данными при расчете были: температура воздуха на входе в компрессор 15,6°С; температура газов на входе в турбину 816°С; степень повышения давления

воздуха в компрессоре 4; к. п. д. компрессора и турбины при всех степенях повышения давления и температурах газа на входе в турбину 0,80. Степень регенерации теплообменника равна 0,75 при расчетной мощности и 0,90 при степени повышения давления 1,2 (соответствующей температуре газов на входе в турбину, равной 316°С).



Фиг. 41. Зависимость мощности газотурбинного двигателя от скорости вращения вала компрессора и степени регенерации.

К. п. д. камеры сгорания 1,0. Потери давления в двигателе приняты равными нулю. Теплотворная способность топлива 10 260 ккал/кг.

На фиг. 41 показана полученная расчетным путем при указанных выше исходных данных зависимость мощности двигателя от относительного числа оборотов компрессора для различной степени регенерации теплообменника. Из графика видно, что при максимальной мощности двигателя 212 л. с. и максимальных числах оборотов компрессора степень регенерации теплообменника составляет 0,75. В то же время при малых числах оборотов компрессора она достигает 0,90.

¹⁾ В тексте применяется термин «степень регенерации», как более принятый в отечественной литературе. — *Прим. перев.*

В табл. 2 приведены соответствующие значения мощности, температуры газов на входе в турбину и степени повышения давления воздуха в компрессоре для этого двигателя.

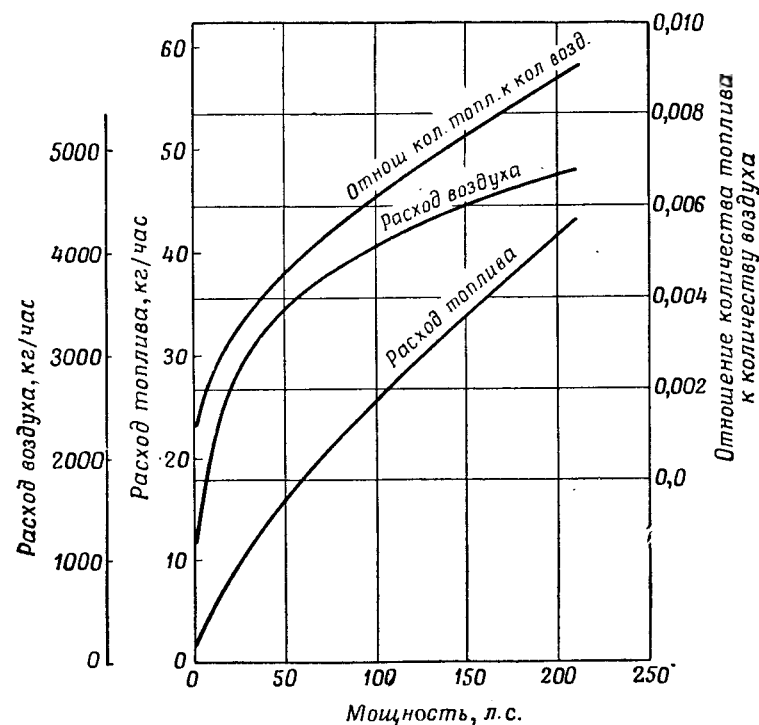
Таблица 2

Мощность, л. с.	Температура на входе в турбину, °С	Степень повышения давления
25	438	1,9 до 1
50	510	2,3
100	627	3,9
150	716	3,5
212	816	4,0

Эти данные показывают, почему при малых мощностях снижаются термический и полный к. п. д. двигателя, и позволяют также объяснить тот факт, что при низких значениях мощности существует значительно большая разница между температурой воздуха на выходе из компрессора и температурой выхлопных газов, вследствие чего степень регенерации при малых значениях мощности может быть более высокой. График изменения расхода воздуха, отношения количества топлива к количеству воздуха и расхода топлива в зависимости от величины мощности двигателя показан на фиг. 42. При полной нагрузке расход воздуха через двигатель составляет сравнительно большую величину, равную примерно 5000 кг/час, т. е. около 5,0 т/час. При оборотах холостого хода расход воздуха через двигатель составляет около $\frac{1}{4}$ от расхода при полной мощности. Отношение количества топлива к количеству воздуха при полной мощности и мощности, равной 50 л. с., соответственно равно 0,0088 и 0,0046, что соответствует величинам отношений количества воздуха к количеству топлива, равным 114 и 218. Считая, что отношение количества воздуха к количеству топлива, необходимое для полного сгорания топлива, составляет 15, можно заметить, что компрессор должен сжимать примерно в $7\frac{1}{2}$ раза боль-

шее количество воздуха, чем это требуется для сгорания топлива при полной мощности.

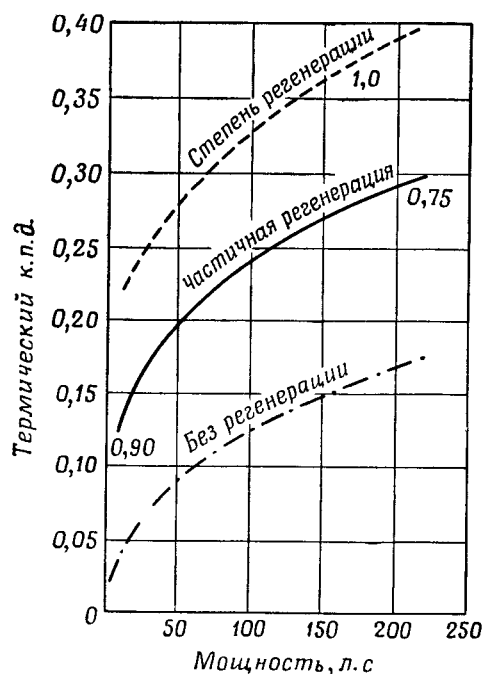
Кривая изменения термического к. п. д. этого двигателя в зависимости от мощности показана на фиг. 43 (сплошная линия). Она построена в предположении, что



Фиг. 42. Изменение расхода воздуха, расхода топлива и отношения количества топлива к количеству воздуха в зависимости от нагрузки газотурбинного двигателя мощностью 212 л. с.

степень регенерации тепла при самой низкой величине мощности составляет 0,90, а при полной нагрузке падает до 0,75 (см. фиг. 41). На фиг. 43 представлены также кривые изменения к. п. д. простого газотурбинного двигателя в зависимости от величины мощности без регенерации тепла и со степенью регенерации, равной 1,0.

Эти кривые показывают, что введение регенерации тепла дает положительный эффект на всех режимах по нагрузке. Так, например, при мощности двигателя 50 и 212 л. с. (полная мощность) термический к. п. д. с теплообменником составляет примерно 0,195 и 0,30, а без теплообменника соответственно 0,09 и 0,166.



Ф и г. 43. Изменение термического к. п. д. газотурбинного двигателя в зависимости от нагрузки.

Однако нужно отметить, что такие высокие значения к. п. д., получаемые при использовании теплообменника, на практике не имеют места, так как они получены при несколько идеализированных условиях. Тем не менее, учитывая наличие потерь и т. д., термический к. п. д. может быть значительно улучшен путем использования в двигателе теплообменника.

Верхняя кривая на фиг. 43 показывает, что при более высокой степени регенерации повышение к. п. д. двигателя при всех нагрузках может быть более значительным. Нужно отметить, что при полной мощности двигателя, т. е. при температуре газов на входе в турбину 816°С применение теплообменника со степенью регенерации 0,75 (см. фиг. 43) снижает объем выхлопных газов примерно на $\frac{1}{3}$ и уменьшает их температуру до 260°С. Значения удельного расхода топлива для газотурбинного двигателя мощностью 212 л. с. с теплообменником для различной величины развиваемой мощности приведены в следующей таблице.

Таблица 3

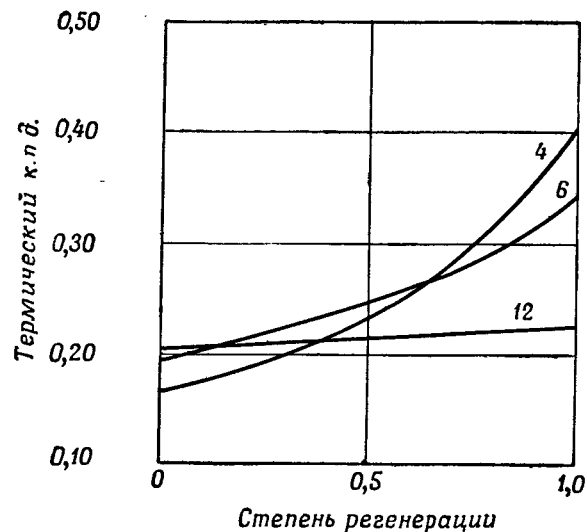
Мощность, л. с.	25	50	100	150	212
Удельный расход топлива, кг/л. с. час.	0,399	0,326	0,262	0,236	0,213

Эти данные наглядно показывают, что при более низких значениях мощности двигателя удельный расход топлива сравнительно высок. Однако при полной мощности расход топлива, равный 0,213 кг/л. с. час, может быть сравним с расходом топлива лучших бензиновых двигателей.

Регенерация тепла и степень повышения давления

Ранее указывалось, что влияние регенерации тепла оказывается значительным при более низких степенях повышения давления воздуха в компрессоре. На фиг. 44 графически представлены результаты более современных исследований, проведенных при разработке Дж. Хьюбером малых газотурбинных двигателей фирмы «Крайслер корпорейшн оф Америка» [30]. Двигатель, о котором идет речь, имел следующие данные: к. п. д. компрессора 0,80, к. п. д. турбины 0,85, к. п. д. камеры сго-

рания 0,95, температура газов на входе в турбину 817°C , потери давления в двигателе без регенерации 3%, потери давления в двигателе с регенерацией 6%, потери из-за утечек в теплообменнике 3%. Из фиг. 44 можно видеть, что при степени повышения давления, равной 12, введение регенерации тепла практически

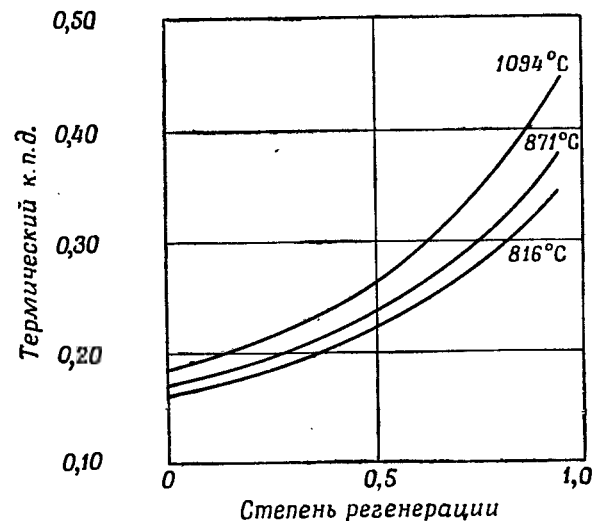


Фиг. 44. Зависимость термического к. п. д. газотурбинного двигателя от степени регенерации при различных степенях повышения давления воздуха.

не оказывает влияния на термический к. п. д. двигателя. Однако при меньших значениях степени повышения давления термический к. п. д. двигателя может быть значительно выше. В то же время при степени повышения давления, равной 4, термический к. п. д. с увеличением степени регенерации от 0 до 1,0 увеличивается на 110%. Следовательно, при одной и той же степени повышения давления удельный расход топлива двигателя с регенерацией может быть снижен в два раза по сравнению с двигателем без регенерации.

Регенерация тепла и температура газов на входе в турбину

Интересно рассмотреть влияние повышения температуры газов на входе в турбину на термический к. п. д. двигателя при различных степенях регенерации тепла. На фиг. 45 для значения степени повышения давления, равной 4, показан график изменения термического к. п. д.



Фиг. 45. Зависимость термического к. п. д. газотурбинного двигателя от степени регенерации при различных температурах газов на входе в турбину.

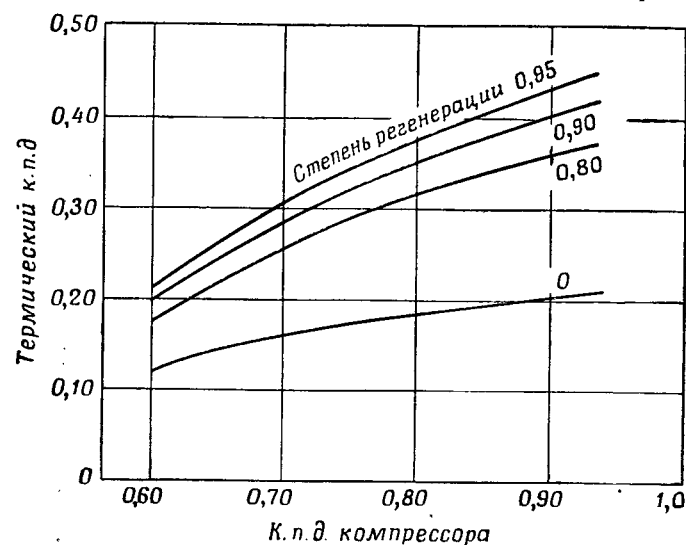
двигателя в зависимости от величины степени регенерации тепла для трех различных температур газа на входе в турбину, а именно для 816 , 871 и 1094°C . При построении этого графика за исходные были приняты те же параметры двигателя, что и при построении графика фиг. 44.

Кривые на фиг. 45 показывают, что влияние регенерации тепла на повышение термического к. п. д. увеличивается с повышением рабочих температур цикла. Поэтому, учитывая практические ограничения по прочности

турбинных лопаток и диска при высоких температурах, целесообразно температуру газов перед турбиной повышать до максимума, если в двигателе используется теплообменник.

Регенерация тепла и к. п. д. компрессора

Можно показать, что термический к. п. д. двигателя при всех степенях регенерации с ростом к. п. д. компрессора (так же как и турбины) увеличивается. На фиг. 46



Фиг. 46. Влияние к. п. д. компрессора и степени регенерации на термический к. п. д. газотурбинного двигателя.

показан график зависимости термического к. п. д. двигателя от к. п. д. компрессора, изменяющегося в пределах от 0,60 до 0,90 для трех различных значений степени регенерации тепла, а именно 0,80, 0,90 и 0,95. Кривые построены для тех же исходных параметров двигателя, что на фиг. 44. Степень повышения давления воздуха в компрессоре выбрана равной 4. Для сравнения на графике показана также кривая изменения термического

к. п. д. того же самого двигателя, но без регенерации тепла, т. е. простого газотурбинного двигателя.

С увеличением к. п. д. компрессора от 0,60 до 0,90 для значений степени регенерации 0; 0,80; 0,90 и 0,95 термический к. п. д. двигателя увеличивается соответственно до 60, 100, 102 и 104%. Как видно из фиг. 46, самое высокое значение термического к. п. д. двигателя соответствует максимальным величинам к. п. д. компрессора и степени регенерации.

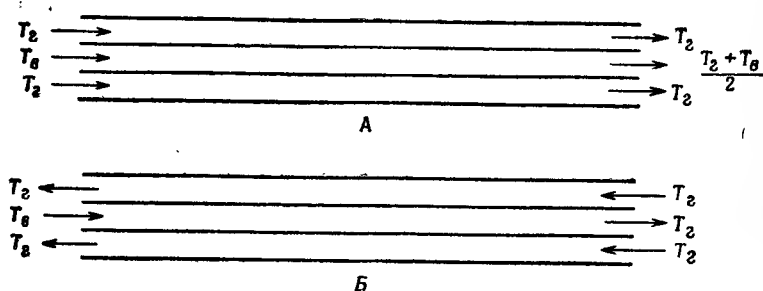
Типы теплообменников

Законы теплопередачи между горячими и холодными средами, находящимися в газообразном, а также в жидком состоянии, в настоящее время хорошо изучены и широко применяются на практике. Это облегчает задачу конструктора при создании теплообменников для газотурбинных двигателей. В случае больших стационарных газотурбинных установок, где внешние размеры и вес установки имеют сравнительно малое значение, могут быть применены очень эффективные конструкции теплообменников, в то время как габариты и вес малых и авиационных газотурбинных двигателей ограничены и имеют первостепенное значение. Поэтому задача создания теплообменника с требуемой степенью регенерации для этих типов двигателей становится сложной, если учесть, что потери давления (и связанное с этим неизбежное снижение мощности) должны быть минимальными. В малых газотурбинных двигателях применяются два типа теплообменников: *рекуперативные* и *регенеративные*.

Рекуперативный теплообменник

Принцип работы теплообменника рекуперативного типа состоит в том, что эффективная поверхность теплообменника с максимально возможной площадью омывается с одной стороны горячими выхлопными газами, а с другой — сжатым воздухом перед его поступлением в камеру сгорания. При этом тепло через металлическую поверхность с горячей стороны передается относительно холодному сжатому воздуху.

Рекуперативный теплообменник, так же как и используемые в автомобильных двигателях радиаторы, водяные трубчатые подогреватели, конденсаторы и т. д., состоит из большого количества трубок или ячеистых элементов, закрепленных своими концами в металлических стенках. Более холодные газы или жидкости, протекая через теплообменник, омывают поверхность трубок или ячеистых элементов с одной стороны, в то время как горячие газы или жидкости омывают эти трубки



Фиг. 47. Схема теплообменников с прямотоком А и противотоком Б.

или элементы с другой стороны. В трубчатом теплообменнике газотурбинных двигателей, состоящем из большого числа трубок, сжатый воздух обычно проходит внутри трубок, а выхлопные газы омывают поверхности этих трубок снаружи.

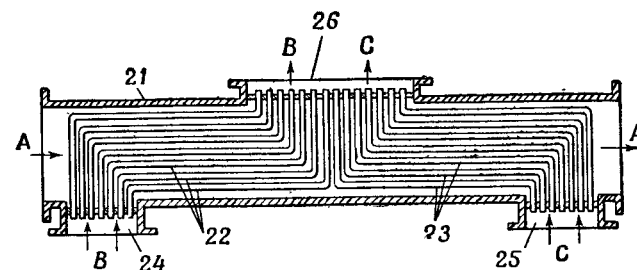
С точки зрения получения максимальной величины передаваемого тепла большое значение имеет выбор направлений течения воздуха и выхлопных газов относительно друг друга. На фиг. 47 изображены две возможные схемы относительного течения воздуха и выхлопных газов. На фиг. 47, А изображена схема с прямотоком. Полагая, что на выходе из теплообменника оба потока находятся в тепловом равновесии, температуру воздуха на выходе можно выразить в виде соотношения

$$T = T_в + \frac{T_г - T_в}{2} = \frac{T_г + T_в}{2},$$

где $T_в$ и $T_г$ соответственно температуры воздуха и выхлопных газов на входе в теплообменник.

В этом случае разность между температурой выхлопных газов и температурой воздуха на входе в теплообменник равна $T_г - T_в$. Отсюда степень регенерации при идеальных условиях теплопередачи будет составлять 0,50, что является максимально возможной величиной для данной схемы.

Однако если течение воздуха и выхлопных газов осуществить в противоположных направлениях, как это



Фиг. 48. Рекуперативный теплообменник, имеющий комбинированную схему с прямотоком и противотоком.

показано на фиг. 47, Б, то теоретически температура воздуха на выходе из теплообменника будет такой же, как и температура выхлопных газов, и степень регенерации будет равна 1,0. По этой причине для теплообменников газотурбинных двигателей рекуперативного типа вместо схемы с прямотоком применяется схема с противотоком.

В одной из конструкций теплообменника, используемого на практике, применена комбинированная схема с прямотоком и противотоком. Такая конструкция создана с той целью, чтобы, насколько это возможно, обеспечить равномерность нагрева трубок для того, чтобы избежать чрезмерно высоких термических напряжений в них. На фиг. 48 изображено устройство [47] такого теплообменника фирмы «Пауэр Джетс». Теплообменник состоит из корпуса 21, внутри которого проходят горячие выхлопные газы. Газы поступают в теплообменник с левой стороны и выходят справа, как показано

стрелками А. Внутри корпуса имеются две секции трубок 22 и 23, расположенные таким образом, что их средние части совпадают с направлением течения выхлопных газов, а концевые части находятся под прямым углом к этому направлению. Воздух из компрессора поступает в трубки секций 22 и 23 теплообменника соответственно через входные патрубки 24 и 25, а выходит из теплообменника через патрубок 26. Стрелками В и С обозначены направления течения воздуха в каждой секции. Таким образом, секция 22 представляет собой теплообменник с прямотоком, а секция 23 — теплообменник с противотоком.

Некоторые замечания по рекуперативным теплообменникам

Основным недостатком трубчатого, или гофрированного, теплообменника являются его чрезмерные габариты и вес при высоких степенях регенерации, например от 0,75 до 0,80. С увеличением степени регенерации выше 0,50 разность между температурой выхлопных газов и воздуха уменьшается. Отсюда эффективная теплопередача может быть достигнута только путем увеличения поверхности теплопередачи. Таким образом, высокие значения степени регенерации требуют большой поверхности теплообменников.

Можно показать, что в случае трубчатых теплообменников с высокой степенью регенерации, чтобы уменьшить вес и объем теплообменника и избежать длинной и тяжелой установки, нужно уменьшать длину трубок. А так как *степень регенерации* теплообменника зависит от *отношения длины трубок к их диаметру*, то с уменьшением длины трубок должен быть уменьшен также их диаметр. Для того чтобы получить величину степени регенерации теплообменника порядка 0,75—0,80, необходимо иметь в теплообменниках большое число трубок очень малого диаметра. Трудности, связанные с закреплением таких трубок в стенках, очистка малых отверстий трубок и получение высокой скорости потока без существенного увеличения потерь давления мешают их использованию в теплообменниках малых газотурбин-

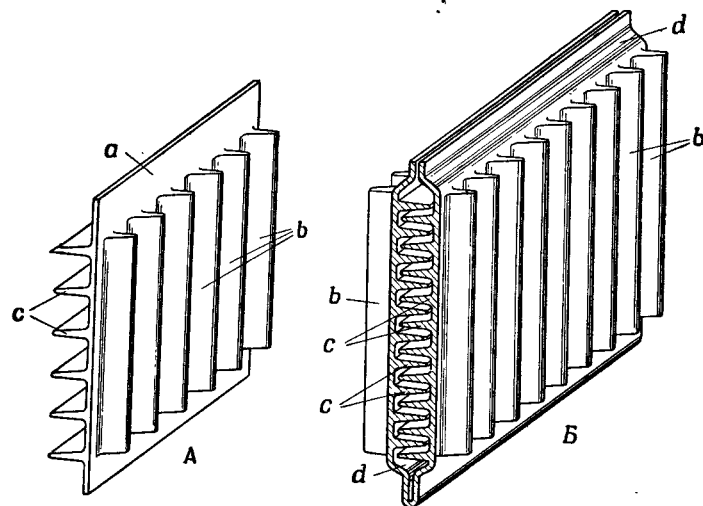
ных двигателей. Однако хорошие результаты могут быть получены при использовании *тонких металлических листов зигзагообразной формы*. Соединяя эти листы друг с другом, можно получить две группы независимых каналов, через которые могут протекать горячие газы и воздух. Если использовать достаточно тонкие металлические листы, то процесс теплопередачи может быть очень эффективным, и поэтому такой теплообменник будет иметь меньший вес и габариты. Чтобы сделать конструкцию таких теплообменников более совершенной, необходимо решить некоторые практические задачи, связанные с креплением этих тонких элементов, а также со снижением высоких термических напряжений, возникающих в них вследствие колебаний температуры газов на выходе из турбины при изменении режимов ее работы. Каждый из предлагаемых вариантов конструкции пластинчатого теплообменника является предметом патентования [31].

Один из интересных примеров конструкции теплообменника французской фирмы «Юзин Шоссон» [48] показан на фиг. 49. Особенностью этой конструкции является то, что в ней нет жестких металлических листов и вместо них применены оребренные элементы, изготовленные методом специальной штамповки. На фиг. 49 показан такой элемент А и пара элементов в собранном виде Б. Весь теплообменник набирается из этих пар так, что ребра в одного элемента располагаются между ребрами другого. Такой метод конструирования позволяет осуществить в теплообменнике схему с противотоком, сделать теплообменник жестким и получить в нем высокие значения степени регенерации.

Вообще в случае малых газотурбинных двигателей степень регенерации трубчатых теплообменников, вес которых не может быть чрезмерно большим, ограничивается значениями от 0,50 до 0,65 при допустимых величинах потерь давления. Теплообменник пластинчатого типа, собранный из тонких металлических листов, может иметь степень регенерации порядка 0,70—0,80 и вес около 0,91 кг/л. с. Однако стоимость изготовления теплообменников такого типа сравнительно высокая, особенно в тех случаях, когда соединения при помощи пайки

тугоплавким припоем сведены до минимума или вообще исключены.

Если конструкция недостаточно правильно спроектирована, то в теплообменнике возможны также перетекания сжатого воздуха на сторону выхлопных газов, что



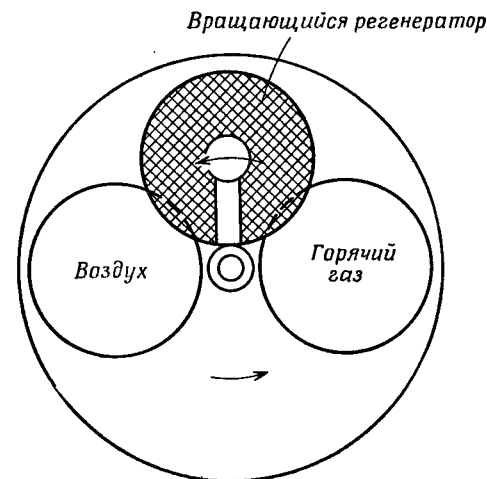
Фиг. 49. Элемент теплообменника, полученный методом штамповки из металлического листа (А), и два таких элемента в собранном виде (Б).

довольно трудно обнаруживается. Такие перетекания могут вызвать значительное падение общего термического к. п. д. двигателя.

Регенеративный теплообменник

Этот теплообменник известен также как теплообменник теплоемкостного типа. Он состоит в основном из теплоемкого элемента, подвергающегося поочередному воздействию потоков горячих выхлопных газов и более холодного сжатого воздуха. Этот элемент забирает тепло от выхлопных газов и передает его воздуху. Обычно теплоемкий элемент состоит из металлической сетки или

теплоаккумулирующей набивки, медленно вращающейся перед трубопроводами, по которым протекают горячие выхлопные газы и сжатый воздух. Элемент с набивкой может иметь цилиндрическую, дисковую или секторную форму и должен быстро отбирать тепло от газов и быстро отдавать его воздуху. Так как сжатый воздух



Фиг. 50. Принцип работы регенеративного теплообменника.

имеет значительно большее давление, чем выхлопные газы, то всегда будет существовать вероятность перетекания воздуха на сторону выхлопных газов, в результате чего снижается степень регенерации теплообменника, что в свою очередь может серьезно уменьшить выигрыш в к. п. д., получаемый при использовании теплообменника. Поэтому одной из задач при проектировании такого типа теплообменника является ликвидация или снижение до минимума этих потерь. В связи с этим появилось большое число патентов, посвященных методам уплотнения в таких теплообменниках.

Принцип действия регенеративного теплообменника становится ясным из схемы, изображенной на фиг. 50. На схеме видны два неподвижных трубопровода, по

которым протекают сжатый воздух и горячие выхлопные газы. Перед трубопроводами в поперечном направлении вращается элемент в форме диска или цилиндра. Набивка этого элемента может состоять из тонкой проволоки, проволоочной сетки, трубок или тонких металлических листов, образующих большое число проходов для воздуха и газов без изменения направления их течения. Такой элемент вращается относительно оси, параллельной направлению течения воздуха и газов. При совпадении с отверстием трубопровода, по которому протекают горячие выхлопные газы, этот элемент быстро отбирает тепло от этих газов. При дальнейшем вращении, когда элемент совпадает с отверстием трубопровода, по которому течет сжатый воздух, тепло передается воздуху и элемент охлаждается. Таким образом, процесс передачи тепла состоит из чередующихся процессов нагревания и охлаждения вращающегося элемента при прохождении через его набивку соответственно горячих выхлопных газов и сжатого воздуха.

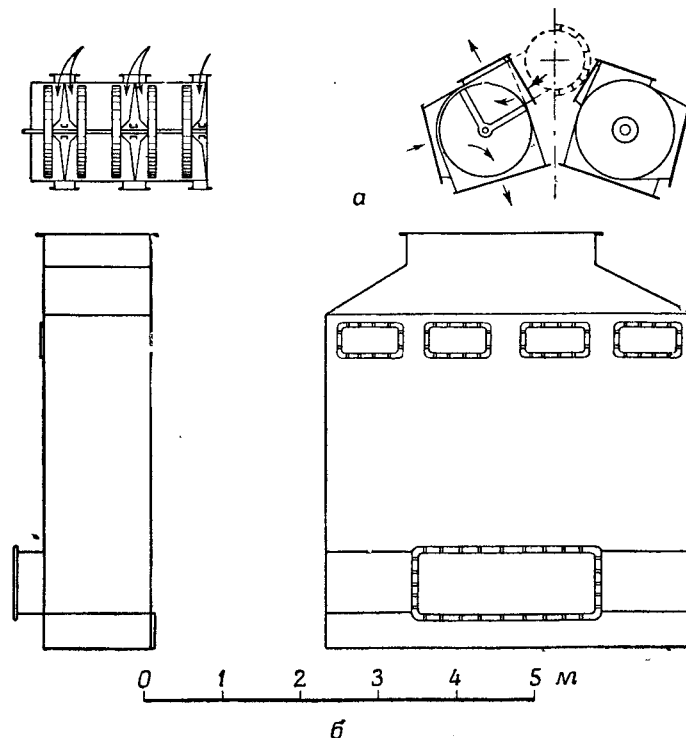
Этот метод передачи тепла не новый, он применялся для предварительного подогрева воздуха на кирпичных заводах и для паровых котлов (Люнгстрём). По-видимому, в газотурбинных двигателях впервые этот принцип теплопередачи применил профессор Ритц из Германии, который позже продолжал свою работу в Англии.

Основным достоинством регенеративного теплообменника являются его малый вес, меньший объем и значительно большие величины степени регенерации, достигаемые в нем по сравнению с теплообменником рекуперативного типа.

Одна из первых конструкций регенеративного теплообменника с несколькими дисками показана на фиг. 51, а [32]. Движущийся теплоемкий элемент теплообменника состоит из двух отдельных вращающихся роторов. Диски роторов при каждом обороте подвергаются воздействию либо выхлопных газов, либо сжатого воздуха. Для сравнения на фиг. 51, б показан также рекуперативный трубчатый теплообменник стационарного типа, работающий по принципу противотока. Этот теплообменник, спроектированный на ту же производительность, что и

первый (а), изображен в том же масштабе. Параметры этих двух теплообменников следующие.

Вращающийся регенератор. Расход воздуха 45,4 кг/сек; степень регенерации 0,80; перепад давлений

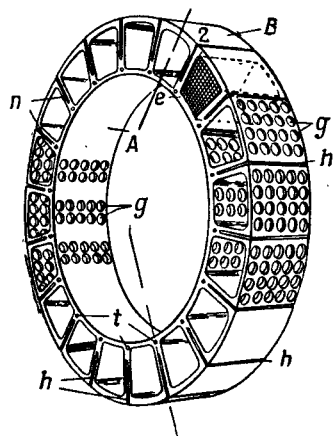


Фиг. 51. Сравнительные размеры стационарного рекуперативного теплообменника и теплообменника вращающегося типа с равной степенью регенерации.

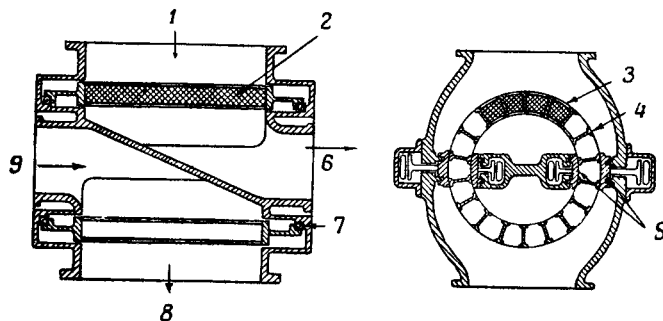
газа 0,049 атм; вес теплоемкого элемента 2500 кг; число дисков 10; диаметр дисков 1220 мм, габариты $3600 \times 2440 \times 1830$ мм.

Трубчатый рекуператор с противотоком. Расход воздуха и газов 45,4 кг/сек; степень регенерации 0,75; перепад давлений газа 0,035 атм; вес трубок 16 800 кг (примерно); габариты $4880 \times 4880 \times 1525$ мм.

Пример вращающегося элемента регенеративного теплообменника конструкции фирмы «С. А. Парсонс К°» и министерства снабжения [49] показан на фиг. 52. Теплообменник барабанного типа содержит четыре или более таких элемента, расположенных друг за другом в осевом направлении. Вращающийся элемент состоит из внутреннего *A* и внешнего *B* колец, соединенных друг с другом при помощи радиальных ребер *n*. Ребра имеют пазы *h*, начинающиеся от наружного кольца и предназначенные для обеспечения свободы температурных расширений кольца *A*. В кольцах *A* и *B* имеются отверстия *g*, через которые



Фиг. 52. Вращающийся регенератор барабанного типа.



Фиг. 53. Устройство вращающегося регенератора барабанного типа.

1—вход выхлопных газов; 2—вращающийся барабан; 3—теплоемкий элемент; 4—барабан; 5—уплотнения; 6—выход выхлопных газов; 7—обойма подшипника; 8—выход воздуха; 9—вход холодного сжатого воздуха.

могут протекать воздух и выхлопные газы, проходя при этом через теплоемкую набивку, расположенную в каж-

дом из сегментов, аналогичных сегменту *e*. Эта набивка может состоять либо из проволоки, либо из пластин, либо из металлических или керамических шариков.

Каждый элемент, аналогичный элементу, изображенному на фиг. 52, соединяется с другим при помощи длинных болтов, которые проходят через отверстия *t*. Собранный таким образом барабан располагается в корпусе, снабженном разделительной перегородкой. Таким образом, выхлопные газы протекают через вращающийся барабан с наружной стороны к внутренней, а воздух — от внутренней стороны к наружной, как показано стрелками на фиг. 53. Вследствие того что давление воздуха больше, чем давление выхлопных газов, в конструкции необходимо предусмотреть уплотнительные устройства, чтобы предотвратить утечки воздуха в поток выхлопных газов.

Некоторые замечания по регенеративным теплообменникам

Обычно регенераторы дискового типа конструируются с осевым потоком, а регенераторы барабанного типа имеют радиальные направления течения воздуха и газов. Хорошие результаты были получены при использовании в дисковых и барабанных регенераторах в качестве теплоаккумулирующей набивки вращающегося элемента, состоящего из гофрированных металлических полос, а также из кусков проволочной сетки.

Вращение теплоемкого элемента может осуществляться при помощи механического привода от силового вала турбины через зубчатую передачу с высоким передаточным отношением либо от самостоятельной турбины, работающей на выхлопных газах и выполняющей функции вращающегося элемента теплообменника. В последнем случае лопатки турбины играют роль теплоемких элементов теплообменника. В этом случае не требуется высокий к. п. д. турбины, и конструкция теплообменника может быть сравнительно простой.

В теплообменниках регенеративного типа, изготовленных в Англии, была получена степень регенерации 0,85 при минимальной величине утечек (перетекания

воздуха на сторону выхлопных газов в них составляли 2—3% от весового расхода воздуха, проходящего через компрессор).

Проблема снижения утечек в регенеративных теплообменниках, вероятно, является наиболее трудной задачей для конструктора. Она связана с применением эффективных уплотнений между вращающимся элементом и воздушными и газовыми каналами. Из существующих методов уплотнения наиболее эффективными являются контактный метод, основанный на трении, и бесконтактный метод с малыми зазорами. При использовании контактных уплотнений необходимо обеспечивать их саморегулирование для того, чтобы избежать прогрессирующего увеличения утечек по мере износа трущихся поверхностей. Для этих целей применяются пневматические, гидравлические и механические (с помощью пружин) методы регулирования.

В дисковом регенераторе NGTE [33] применены самоустанавливающиеся уплотнения, обеспечивающие небольшие зазоры с поверхностью диска без металлического контакта. Применение этого метода уплотнения позволило увеличить срок службы регенератора до нескольких тысяч часов без увеличения первоначального низкого уровня утечек.

В NGTE был разработан с таким же типом уплотнений *вращающийся регенератор пластинчатого типа* со степенью регенерации 0,80 и величиной потерь давления вследствие утечек, составляющей только 1%.

При использовании контактных уплотнений износ трущихся поверхностей приводит к тому, что первоначальные утечки, например равные 3%, после тысячи часов работы могут увеличиться до 5—6% или более в зависимости от конструкции и рабочих условий. Однако срок службы уплотнений может быть значительно продлен путем периодической подачи графитовой смазки в зазор между трущимися поверхностями.

Здесь следует отметить, что скорость вращения ротора большинства регенераторов очень низкая и составляет от 10 до 25 об/мин.

Регенераторы с неподвижным теплоемким элементом. Наряду с вращающимися теплоемкими элементами, пе-

редающими тепло, в регенераторах могут использоваться также неподвижные элементы. В такой конструкции горячие газы и сжатый воздух поочередно проходят через элемент, что осуществляется при помощи автоматической клапанной системы переключения. Одним из вариантов такой системы [34] является конструкция с применением вращающегося трубопровода и цилиндрического неподвижного элемента. Трубопровод, по которому течет более холодный воздух, может вращаться относительно оси неподвижного теплоемкого элемента значительно большего диаметра и имеющего форму короткого цилиндра. Поверхность последнего, не перекрываемая воздушным трубопроводом, непрерывно подогревается выхлопными газами, которые протекают через трубопровод, имеющий значительно больший диаметр, чем диаметр теплоемкого элемента. При таком устройстве теплообменника можно получить уплотнения высокого качества.

Конструкция теплообменника с теплоемким элементом, который, как указывалось ранее, может быть вращающимся или неподвижным, имеет *значительное преимущество* перед рекуперативными теплообменниками трубчатого или пластинчатого типа. Это преимущество состоит в том, что *через теплоемкий элемент в одно и то же время протекает только один газ (воздух или выхлопные газы)* в отличие от второго типа теплообменника. Это позволяет избежать возможной негерметичности в местах соединений при помощи пайки твердыми или серебряными припоями, что имеет место в рекуперативных теплообменниках. Теплопередающие элементы, не имеющие жесткого закрепления, способны противостоять значительным напряжениям при изменениях тепловой нагрузки. Следует напомнить, что теплопередающие элементы подвергаются поочередному нагреванию и охлаждению при протекании через них газов и воздуха, что влечет за собой появление термических напряжений.

Во вращающихся дисковых теплоемких элементах возможно использовать тонкую металлическую ленту или тонкую проволочную сетку, что позволяет получить в них очень *малые гидравлические диаметры*. Так,

например, применение проволочной сетки с числом проволок в 1 см от 12 до 20, изготовленной из проволоки диаметром 0,05—0,1 мм, позволяет получить значительно меньший гидравлический диаметр, чем тот, который достигается в теплообменниках рекуперативного типа.

Длина тепломемного элемента регенеративного теплообменника может быть сравнительно небольшой, так как каналы, по которым протекают газы, очень маленькие для данного отношения их длины к диаметру, определяющего величину степени регенерации, поэтому с уменьшением площадей каналов в тепломемном элементе его длина может быть снижена. Это позволяет значительно уменьшить размер и вес всего теплообменника.

Необходимо еще раз отметить, что для достижения максимальной степени регенерации теплообменника нужно, чтобы движение воздуха и выхлопных газов осуществлялось по принципу противотока. Это следует всегда учитывать при проектировании теплообменников.

Регенеративный теплообменник по сравнению с рекуперативным вследствие меньших тепломемкости и объема теплопередающего элемента быстрее реагирует на изменения нагрузки турбины.

При рассмотрении практических вопросов, связанных с теплообменниками, нужно отметить возможность забивания тонких каналов теплообменников сажей при забросе топлива в камеру сгорания, что может случиться при запуске, при неполадках в камере и т. д. По этой причине в конструкции теплообменника должна быть предусмотрена возможность очистки его элементов от сажи. В связи с этим следует сказать, что регенеративный теплообменник менее чувствителен к засорению сажей, так как воздух, проходящий через каналы тепломемного элемента, имеет более высокое давление, чем выхлопные газы, и не допускает осаждения в них сажи.

Расчет теплообменников

Расчеты различного типа теплообменников не представляют затруднений, так как накоплены обширные знания по газодинамике, теплопередаче, теплопроводности

сти металлов и т. д. Кроме того, характеристики теплообменников также могут быть определены с высокой степенью точности, хотя и приходится учитывать изменения чисел Рейнольдса, Прандтля и Нуссельта. Из-за недостатка места здесь невозможно дать подробное изложение методов расчета теплообменников. Однако читатели, желающие ознакомиться с этими вопросами, могут обратиться к работам [33—45]. В работе [36] приводятся формулы и графики для расчетов характеристик теплообменников.

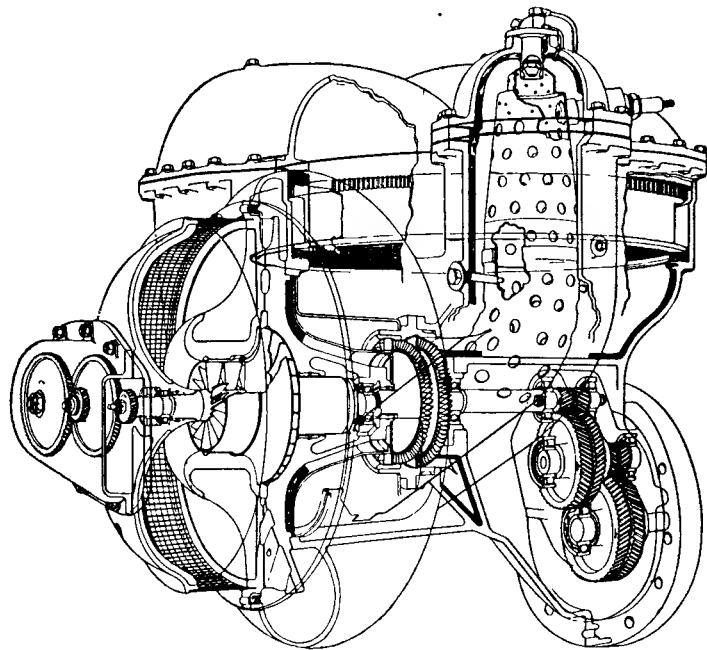
Теплообменники для малых газотурбинных двигателей

В настоящее время большинство существующих теплообменников спроектировано и изготовлено для газотурбинных двигателей большой мощности. Тем не менее существуют некоторые более современные теплообменные устройства, которые, по-видимому, могут быть использованы и в малых газотурбинных двигателях. Много внимания уделялось и уделяется теплообменникам, которые могли бы быть использованы в малых стационарных, судовых и автомобильных газотурбинных двигателях, в которых проблема снижения веса и габаритов имеет большое значение. Теплообменники таких типов разрабатываются фирмами «Ровер», «Остин», «Роллс-Ройс» (судовые); «Крайслер», «Дженерал Моторс», «Центракс», «Форд» (США), «Фиат» (Италия) и некоторыми другими. Рассмотрим коротко некоторые из них.

Теплообменник фирмы «Крайслер»

В настоящее время не опубликованы подробные сведения о теплообменнике автомобильного газотурбинного двигателя «Крайслер», однако известно, что этот теплообменник регенеративного типа с медленно вращающимся горизонтальным тепломемким элементом, имеющим форму короткого цилиндра, как показано на фиг. 54. Сжатый и нагретый воздух из одноступенчатого центробежного компрессора через обычный диффузор и спиральную удилку поступает к верхней части теплообмен-

ника, затем проходит вниз через вращающийся элемент диаметром 457 мм и высотой около 76,1 мм. Цилиндрический теплоемкий элемент приводится во вращение от вала двигателя через шестеренчатый редуктор, состоящий из шестерни, находящейся в зацеплении с зубчатым



Фиг. 54. Автомобильный газотурбинный двигатель «Крайслер» с вращающимся теплообменником.

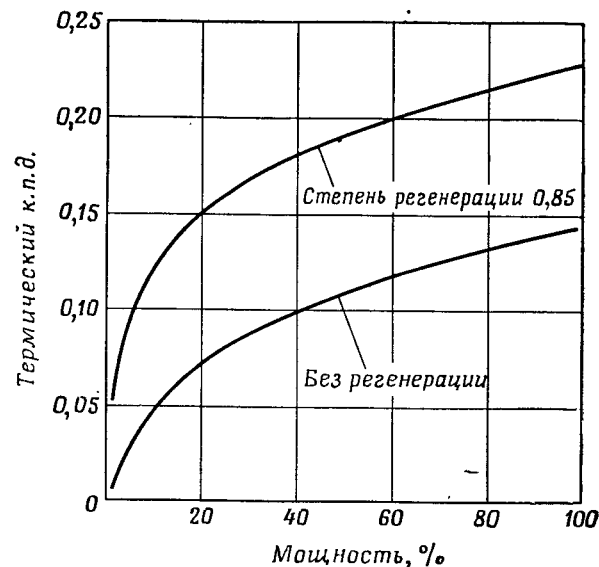
венцом цилиндрического элемента теплообменника. После прохождения через теплоемкий элемент нагретый воздух попадает в нагнетательную камеру, расположенную ниже, и отсюда в камеру сгорания. Воздушная нагнетательная камера отделена от газовой камеры перегородкой. Продукты сгорания поступают затем в двухступенчатую турбину, от нее направляются вверх, проходят через теплоемкий элемент теплообменника и далее вниз к выхлопному патрубку.

Как утверждают, теплообменник имеет высокую степень регенерации, порядка 0,83 при полной нагрузке и 0,87 при нагрузке, составляющей $\frac{1}{4}$ от номинальной. Характеристики этого теплообменника в виде графиков, полученные Дж. Хьюбером (фирма «Крайслер»), были представлены на фиг. 44—46.

Теплообменник фирмы «Дженерал Моторс»

Первые экспериментальные газотурбинные двигатели, установленные на автомобиле «Файербэрд-1» и автобусе «Турбо-Круизер», использовались без теплообменников. Результаты серии дорожных испытаний, проведенных с «Турбо-Круизер», в течение которых общий пробег составил 14 500 км, показали, что расход топлива в двигателе был слишком высок по сравнению с расходом в аналогичных автомобилях с бензиновыми двигателями. Основываясь на этих результатах, было решено далее провести теоретические и экспериментальные исследования регенеративных теплообменников [46]. В связи с этим было решено также при проектировании двигателя применить лучшие жаропрочные сплавы для работы при температуре газов на входе в турбину 899°C . На фиг. 55 показано изменение термического к. п. д. в зависимости от нагрузки простого газотурбинного двигателя без теплообменника с учетом соответствующих значений к. п. д. компрессора и турбины, а также потерь и имеющего расчетную степень повышения давления 4,5. Для сравнения на этом же графике показано изменение термического к. п. д. того же двигателя с теплообменником, имеющего степень регенерации 0,85. Степень повышения давления в двигателе равна 3,5, а утечки составляют 5%. Из этого графика ясно видно, что с введением регенерации тепла к. п. д. двигателя значительно возрастает во всем диапазоне мощностей. Расход топлива также значительно сокращается при введении регенерации тепла. Таким образом, при полной нагрузке двигатель с регенерацией тепла имеет расход топлива, составляющий только 65% от расхода топлива двигателя без регенерации, и менее 40% при нагрузке, составляющей 10% от номинальной. Это более значительное

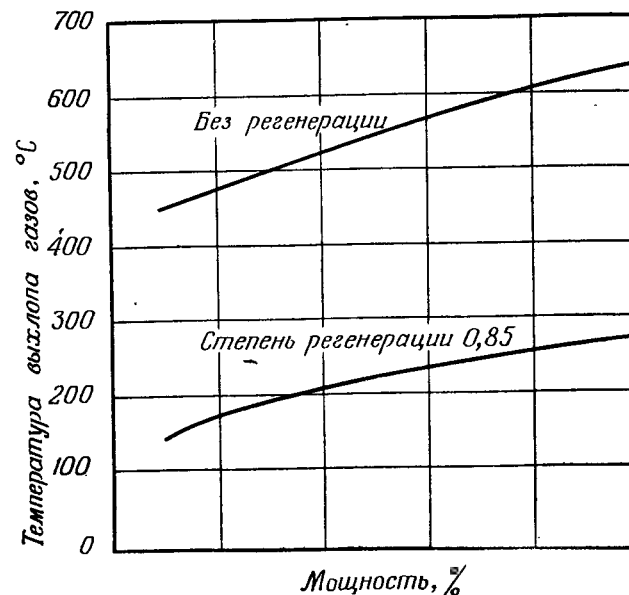
уменьшение расхода топлива при частичных нагрузках имеет большое значение для автомобильных газотурбинных двигателей, так как эти двигатели, как указывалось ранее, большую часть времени работают при частичных нагрузках.



Фиг. 55. Изменение термического к. п. д. простого газотурбинного двигателя в зависимости от мощности при отсутствии регенерации и с регенерацией (0,85).

Другим преимуществом введения регенерации тепла является значительное снижение температуры выхлопных газов и вместе с тем снижение шума при истечении струи газов из двигателя. На графике фиг. 56, построенном для тех же исходных данных, что и график фиг. 55, показана величина снижения температуры выхлопных газов в зависимости от нагрузки при введении регенерации. Отсюда видно, что температура выхлопных газов двигателя с теплообменником составляет около 260°C , в то время как без теплообменника она достигает 610°C , т. е. на 350° выше. На режиме холостого

хода при нагрузке, составляющей 10% от полной, соответствующие значения температур равны 135 и 434°C , т. е. у двигателя без теплообменника температура выхлопных газов на 299° выше, чем у двигателя с теплообменником.

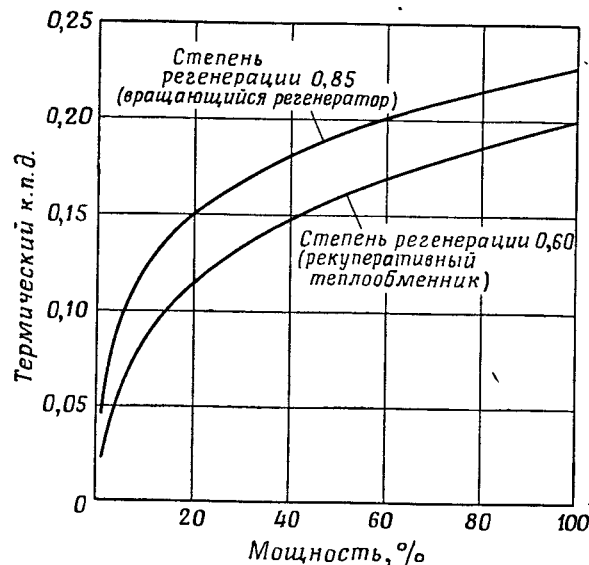


Фиг. 56. Влияние степени регенерации на температуру выхлопных газов.

Решение «Дженерал Моторс» использовать вращающийся регенератор вместо стационарного рекуперативного теплообменника было вызвано тем, что последний тип теплообменника сравнительно громоздок из-за требуемой большой поверхности теплопередачи и числа трубок, в то время как теплообменник вращающегося типа позволяет получить более высокую степень регенерации при значительно меньшем объеме. Однако в нем приходится сталкиваться с трудностями, связанными с утечкой воздуха высокого давления через уплотнения.

Результаты анализа преимуществ этих двух типов теплообменников графически показаны на фиг. 57. При

этом было принято, что в расчетных условиях степень регенерации вращающегося теплообменника равна 0,85 при утечках порядка 5%, а степень регенерации рекуперативного теплообменника составляет 0,60 при отсутствии в нем утечек. Из графика фиг. 57 видно, что при

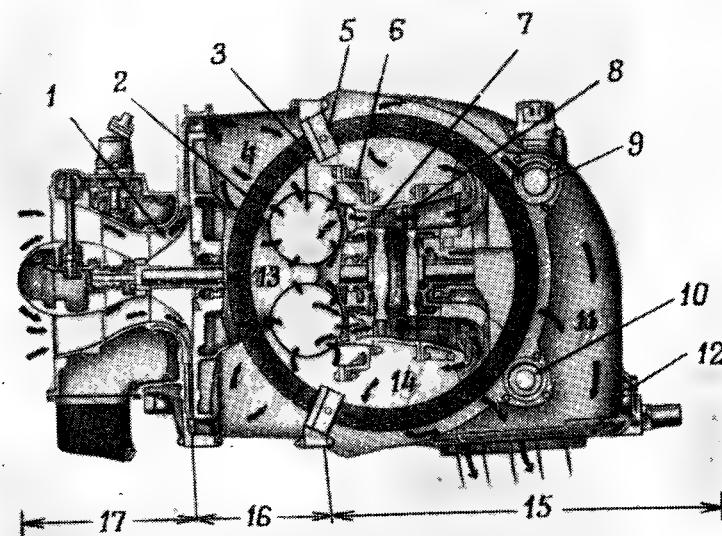


Фиг. 57. Сравнение теплообменников регенеративного и рекуперативного типов при различных нагрузках газотурбинного двигателя.

этих условиях вращающийся теплообменник имеет значительно большую степень регенерации во всем диапазоне мощностей. Решение использовать вращающийся регенератор в газотурбинном двигателе GT-304 фирмы «Дженерал Моторс» основывалось на стремлении получить более высокую степень регенерации при меньшем объеме и весе регенератора.

Общее конструктивное устройство двигателя GT-304 «Уирлфайер» показано на фиг. 58. Двигатель имеет одноступенчатый центробежный компрессор, воздух из которого после прохождения через диффузор и поворота

на 90° течет в осевом направлении и поступает в нагнетательную камеру, включающую в себя барабаны регенератора, камеры сгорания и турбину. Турбина двухступенчатая, причем первая ступень приводит во вра-



Фиг. 58. Устройство газотурбинного двигателя GT-304 фирмы «Дженерал Моторс» с регенератором.

1 — компрессор; 2 — барабан регенератора; 3 — камера сгорания; 4 — сжатый воздух; 5 — уплотнение; 6 — перегородка; 7 — турбина компрессора; 8 — силовая турбина; 9 — шестерня привода барабана регенератора; 10 — опорный ролик; 11 — охлажденные выхлопные газы; 12 — выходной вал; 13 — нагретый воздух; 14 — горячие выхлопные газы; 15 — силовая часть; 16 — газогенератор; 17 — вспомогательные механизмы.

щение компрессор, а вторая свободная. Нагнетательная камера при помощи центральной перегородки разделена на две секции: высокого и низкого давления. Два барабана регенератора вращаются относительно горизонтальной оси, перемещаясь при этом от секции

низкого давления (или выхлопной секции) к секции высокого давления нагнетательной камеры. Обе секции нагнетательной камеры изолированы друг от друга при помощи саморегулирующихся уплотнений. Воздух, поступающий из компрессора, проходит через барабаны регенератора в радиальном направлении, нагреваясь при этом. Далее нагретый воздух попадает в патрубки, ведущие к четырем камерам сгорания индивидуального типа. Горячие газы проходят через лопатки турбины, связанной с компрессором, и лопатки свободной турбины и поступают в центральную часть секции низкого давления нагнетательной камеры. Отсюда выхлопные газы проходят через барабаны регенератора, которым они отдают часть своего тепла.

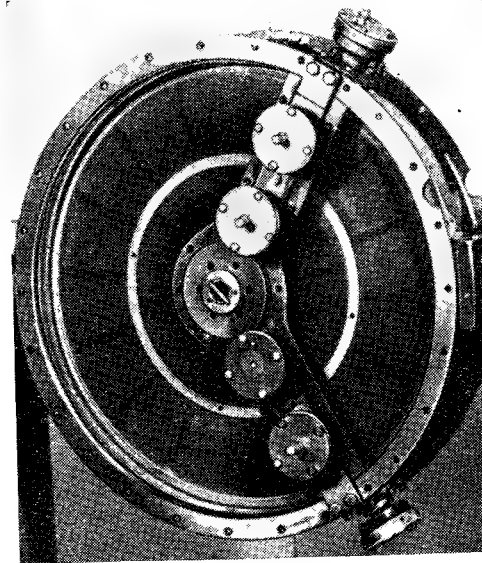
Одной из особенностей этой конструкции двигателя является прямое направление течения воздуха в нем без поворотов и полное отсутствие соединяющихся друг с другом патрубков. Малое число поворотов при движении воздуха и большие проходные сечения воздушных каналов в нагнетательной камере позволили снизить потери давления до минимума. Другим преимуществом этой конструкции является то, что те элементы двигателя, которые подвергаются воздействию горячих газов, расположены внутри него, между барабанами регенератора. Все внутренние поверхности двигателя, кроме боковых, омываются либо сжатым воздухом, либо выхлопными газами, охлажденными в регенераторе. Вследствие этого отпадает необходимость в тепловом экранировании или теплоизоляции двигателя, за исключением круглых торцевых крышек регенератора. Описание ряда других особенностей устройства двигателя GT-304 и его характеристик приведено в гл. 6.

Теплообменник фирмы «Форд»

Фирма «Форд Моторс Компани» (США) в начале своих исследований [57] вместо создания газотурбинного двигателя автомобильного типа в целом виде решила провести испытания и отработать конструкцию основных элементов двигателя. Это было сделано с целью достигнуть максимально возможных к. п. д. отдельных элемен-

тов, с тем чтобы, получив хорошо отработанные конструкции и используя также теплообменник соответствующего типа, преодолеть известные трудности, связанные с плохой приемистостью газотурбинного двигателя и его топливной экономичностью.

Теплообменник [58] был выбран вращающегося (регенеративного) типа. После тщательного рассмотрения



Фиг. 59. Вращающийся теплообменник дискового типа фирмы «Форд».

особенностей дисковых и барабанных конструкций регенераторов было решено подвергнуть исследованиям, как более простой, регенератор дискового типа. Этот регенератор был выбран потому, что такая конструкция обеспечивала легкое размещение его для заданного расхода воздуха в пределах диаметральных размеров компрессора и турбины двигателя (фиг. 59). Отношение площади газовой секции теплообменника к площади воз-

душной секции равно 2. Расчетная степень регенерации на холостом ходу двигателя составляет 0,80 при средней скорости вращения диска регенератора 20 об/мин. Ротор регенератора приводится во вращение при помощи ведущей шестерни, расположенной в корпусе регенератора и зубчатого венца, закрепленного на роторе. Диск ротора регенератора диаметром 560 мм состоит из намотанной на центральную втулку диаметром 101,5 мм гладкой и гофрированной полос из нержавеющей стали шириной 76,1 мм и толщиной 0,051 мм. Потери давления в регенераторе при максимальной мощности двигателя составляют около 0,0703 кг/см². Средний гидравлический диаметр каналов теплоаккумулирующей набивки равен 0,66 мм, что обеспечивает поверхность теплопередачи регенератора в 5250 м² на 1 м³.

Повышение рабочей температуры газов на входе в турбину

Как можно видеть из гл. 4, значительного увеличения мощности и термического к. п. д. двигателя можно добиться путем повышения температуры газов на входе в турбину выше тех величин, которые допускаются в настоящее время в двигателях при использовании современных жаропрочных материалов. Это означало бы, что без дополнительных усложнений конструкции современные осевые турбины смогли бы развивать большую мощность при том же самом расходе топлива, т. е. это означало бы снижение в двигателе удельного расхода топлива. В связи с этим, как указывалось ранее, проводятся непрерывные исследования возможности увеличения рабочих температур вращающихся и сопловых лопаток, а также дисков турбин.

Однако существует также и другой метод повышения температуры газа на входе в турбину при использовании существующих материалов. Этот метод связан с применением систем воздушного или жидкостного охлаждения лопаток и дисков турбины. Охлаждение турбин в ограниченных пределах осуществляется и в настоящее время (охлаждение поверхностей дисков турбины, а также ее подшипников) воздухом, отбираемым из компрессора.

Хотя метод жидкостного охлаждения и является достаточно эффективным, тем не менее применение его связано с усложнением конструкции турбины и, как следствие, с дополнительным увеличением стоимости ее изготовления и обслуживания. Поэтому метод жидкостного охлаждения элементов турбин в малых газотурбинных двигателях не применяется.

Наиболее удобным является метод охлаждения элементов турбин, применяемый в настоящее время для более мощных газотурбинных двигателей; он состоит в использовании полых рабочих лопаток, которые как снаружи, так и изнутри могут омываться охлаждающим воздухом, отбираемым от какой-либо ступени осевого компрессора. Впервые этот метод был применен в авиационном газотурбинном двигателе «Юнкерс» [112]. В этом двигателе отбираемый от четвертой и пятой ступеней компрессора воздух использовался для охлаждения внешней поверхности корпуса камеры сгорания, задней и передней поверхностей диска турбины, полых лопаток рабочего колеса и соплового аппарата, а также выхлопного сопла.

Современные методы воздушного охлаждения заключаются в использовании воздуха, отбираемого от определенной ступени компрессора, для охлаждения горячих элементов турбины и двигателя и последующего возвращения его после выполнения своих функций в основной газовый поток. Здесь можно отметить, что в некоторых ранних и в более современных газотурбинных двигателях небольшое количество воздуха использовалось для наддува уплотнений, расположенных у турбинного диска для предотвращения попадания горячих газов со стороны лопаток к подшипнику вала турбины.

Очевидно, что если использовать некоторое количество сжатого в компрессоре воздуха для внутреннего охлаждения горячих частей двигателя, то *некоторая часть его мощности будет теряться*. Эта потеря мощности обусловлена: 1) затратой работы на сжатие охлаждающего воздуха в компрессоре; 2) потерями при течении охлаждающего воздуха через различные каналы и отверстия; 3) потерями при отборе воздуха от компрессора и выбрасывании его в основной поток, обусло-

вленными взаимодействием охлаждающего воздуха с воздушными и газовыми потоками. Существуют также тепловые потери, связанные с охлаждением основного потока горячих газов при смешении с охлаждающим воздухом и соприкосновении с охлаждаемыми металлическими поверхностями.

Величину этих потерь можно определить экспериментально. Нужно отметить, что в NGTE [113] были получены некоторые данные при испытании турбины с воздушным охлаждением при температуре газов на входе порядка $995-1227^{\circ}\text{C}$. Эти испытания показали, что для охлаждения каждого венца рабочих и сопловых лопаток турбины требуется около 2% охлаждающего воздуха. Так, в двухступенчатой турбине, имеющей четыре ряда охлаждаемых рабочих и сопловых лопаток, при рабочей температуре газов на входе от 1127 до 1227°C количество воздуха, отбираемого от компрессора для охлаждения, составило от 6 до 8%. Потери, связанные с отбором сжатого воздуха от компрессора для целей охлаждения, ухудшают общие характеристики двигателя, хотя и существует некоторая компенсация этих потерь при возвращении охлаждающего воздуха в основной газовый поток.

Установлено, что теоретический выигрыш в термическом к. п. д. двигателя при использовании эффективной системы воздушного охлаждения турбины может составить от 70 до 80%.

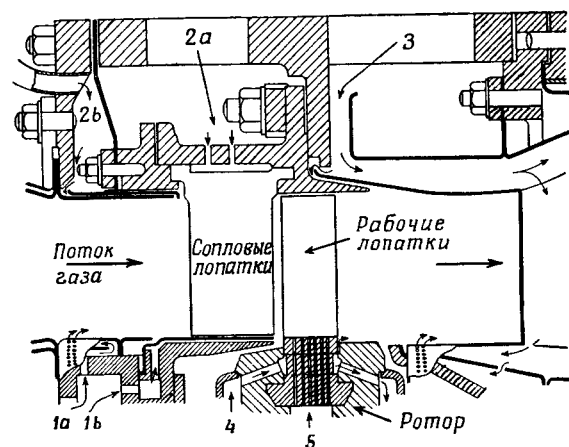
Система воздушного охлаждения турбины

Система воздушного охлаждения, примененная для охлаждения одноступенчатой турбины в NGTE, о которой упоминалось в работах [113, 114], показана на фиг. 60. Рабочие и сопловые лопатки турбины были изготовлены из сплава виталлиум¹⁾ и снабжены рядами охлаждающих отверстий. Так, каждая рабочая лопатка имела 40 отверстий диаметром 0,76 мм, а каждая более крупная сопловая лопатка — около 50 отверстий диаметром 1,01 мм.

Направление течения охлаждающего воздуха в турбине показано на фиг. 60 стрелками.

¹⁾ См. стр. 334.

Максимальная расчетная рабочая температура газов на входе в турбину равна 1200°C , давление на входе в турбину — 3 атм; весовой расход воздуха через турбину — $10,2 \text{ кг/сек}$; степень расширения в ступени — 1,38; перепад полных температур — 80°C ; число оборотов в минуту — 9000. При этих условиях рабочие лопатки



Фиг. 60. Система воздушного охлаждения элементов турбины NGTE

1а — воздух, выпускаемый через стенку перед сопловым аппаратом; 1в — воздух, проходящий под экранирующей внутренней стенкой соплового аппарата; 2а — воздух, охлаждающий сопловые лопатки; 2в — воздух, проходящий под наружной стенкой перед сопловым аппаратом; 3 — воздух, охлаждающий элементы на выходе из турбины; 4 — воздух, охлаждающий диск турбины; 5 — воздух, охлаждающий рабочие лопатки турбины.

длиной 63,5 мм испытывали напряжения у корней от действия центробежных сил порядка 1240 кг/см^2 и изгибающие напряжения от газовых сил 143 кг/см^2 . Система охлаждения спроектирована таким образом, чтобы поддерживать температуру металлических малонагруженных деталей в пределах до 900°C , а таких элементов, как рабочие лопатки, работающих в условиях больших нагрузок, — до 600°C при рабочей температуре газов на входе в турбину 1200°C . Корневая часть лопаток имела

температуру ниже 600°C , а периферийные сечения — ниже 900°C .

В процессе испытаний было определено, что для охлаждения рабочих и сопловых лопаток турбины и поддержания температуры лопаток на расчетном уровне требуется *охлаждающего воздуха в количестве около 2% от общего весового расхода газов, проходящих через турбину*. Количество охлаждающего воздуха, проходящего между внутренней экранирующей стенкой и сопловым бандажным кольцом, составляло 1%. Для поддержания температуры двойного (экспериментального) диска турбины ниже 600°C требовалось 2% охлаждающего воздуха.

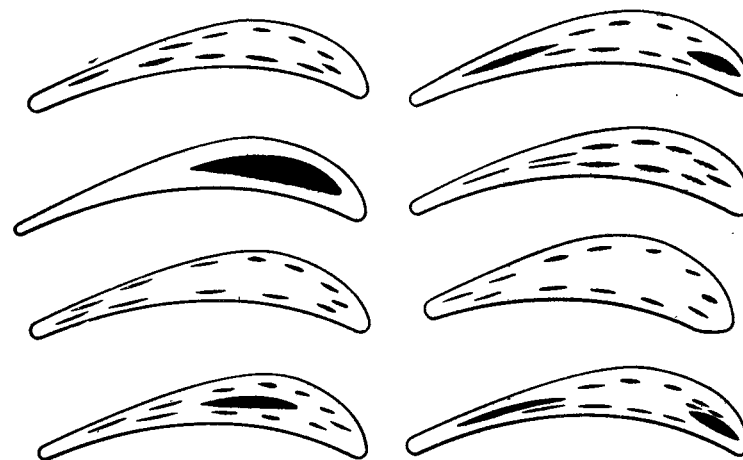
Эти испытания показали, что при работе турбины с полной нагрузкой и с максимальной температурой газов на входе 1100°C использование охлаждающего воздуха в количестве 2% позволяет поддерживать максимальную температуру рабочих лопаток, изготовленных из сплава виталлиум, ниже 900°C при общем ресурсе лопаток от 500 до 1000 час. Для неохлаждаемых лопаток из того же сплава и при том же ресурсе температура на входе в турбину должна быть снижена до 830°C . Таким образом, использование системы воздушного охлаждения турбины позволяет повысить температуру газов на входе в турбину на 270° и соответственно значительно увеличить термический к.п.д. двигателя.

Типы рабочих и сопловых лопаток

Полые лопатки турбины изготовлялись из жаропрочных сплавов либо методом выгибания металлических листов и последующей сварки задней кромки, либо методом сверления или горячей штамповки. Лопатки с каналами внутри изготовлялись *из порошковых металлов*, таких, как кобальт, хром и вольфрам, спеканием при высоких температурах и давлениях.

Сплав «нимоник 90» применялся для изготовления полых лопаток методом горячей штамповки (фиг. 61). В процессе изготовления лопаток таким методом разрушается крупная микроструктура металла и приобретаются лучшие ковочные свойства лопатки. При использовании полых лопаток, изготовленных из сплава «нимо-

ник 90», улучшается не только распределение температуры внутри лопатки, но и снижается ее среднее значение. Это наглядно показано на фиг. 62, где изображены сечения неохлаждаемой (сплошное) и охлаждаемой (с отверстиями) лопаток и распределение температур по их длине. Здесь видно, что для охлаждаемой лопатки

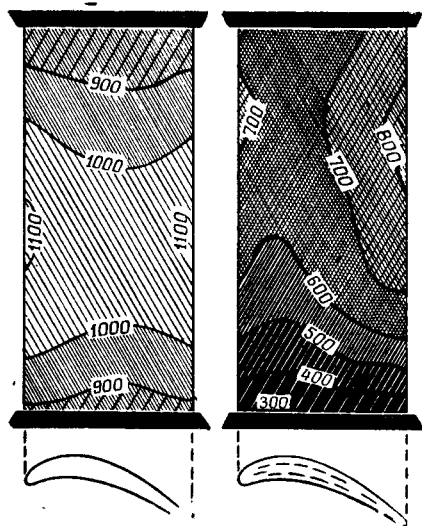


Фиг. 61. Лопатки газотурбинного двигателя, изготовленные методом штамповки из сплава «нимоник 90», с каналами для прохода охлаждающего воздуха.

значения температур значительно ниже, чем для неохлаждаемой со сплошным сечением при одинаковых температурах газа на входе в турбину. Так, максимальная температура охлаждаемой лопатки составляет 800°C , в то время как максимальная температура неохлаждаемой лопатки, имеющей сплошное сечение, равна 1000°C .

Лопатки с пористыми стенками. Вместо того чтобы направлять охлаждающий воздух через отверстия в полых лопатках, его можно пропускать через стенки лопатки, изготовленной из нержавеющей стали или сплава с пористой структурой. Этот метод охлаждения имеет следующие преимущества: 1) при этом способе охлаждения достигается такое взаимодействие между

охлаждающим воздухом и стенкой, через которую он проходит, что температура охлаждающего воздуха быстро достигает температуры самой лопатки, в то время как температура охлаждающего воздуха, выходящего из полости лопатки, значительно ниже температуры лопатки; 2) было показано [115], что эффузия охлаждающего воз-



Фиг. 62. Распределение температур по сопловой лопатке, имеющей сплошное сечение и сечение с каналами для охлаждающего воздуха при одной и той же температуре газов на входе в турбину.

перспективным, то применение его для охлаждения лопаток встречает некоторые трудности: 1) практически нелегко найти достаточно мелкопористый и прочный материал с размерами пор, сравнимых с толщиной пограничного слоя; 2) очень сложно правильно организовать поток около контура лопатки, так как скорость воздуха должна быть самой большой у входной кромки, минимальной на расстоянии от одной трети до половины длины хорды лопатки и снова должна увеличиваться

духа в пограничный слой при ламинарном течении в нем значительно снижает коэффициент теплопередачи от газов к лопатке — примерно на 30% для скоростей истечения для турбинных сопловых лопаток.

По исследованию этого метода охлаждения было проведено большое число экспериментальных работ и в Англии, и в США.

Результаты экспериментов показали, что если для охлаждения больших поверхностей, например жаровых труб камер сгорания, реактивных сопел и других горячих корпусных деталей, этот метод является наиболее

к выходной кромке; 3) довольно сложно производство таких лопаток.

Лопатки с пленочным охлаждением. Наряду с эффузией через пористые стенки охлаждающий воздух может выпускаться в определенных местах поверхности лопатки, обычно через щели в передней части лопатки. При этом на поверхности лопатки образуется воздушная пленка. Этот метод был с успехом применен Дестивалем в 1949 г. для сопловых лопаток авиационного двигателя, в котором охлаждающий воздух после прохождения внутренней части лопаток выпускался затем через отверстия в лопатках для создания воздушной пленки на их поверхности.

Лопатки с жидкостным охлаждением. Ранее указывалось, что эффективное охлаждение турбинных лопаток можно осуществлять и при помощи жидкости, либо путем циркуляции ее внутри полых лопаток, либо путем подачи жидкости в лопатку и образования пара при охлаждении методом выпотевания, либо путем впрыска распыленной жидкости через отверстия в сопловых лопатках в сторону рабочих лопаток. Кроме того, существуют также многие другие схемы жидкостного или комбинированного водяного и воздушного охлаждения лопаток, большинство из которых не имеет практического применения.

Испытания турбин, проведенные в Англии, а также в США [116] и Германии в лабораторных и производственных условиях, довольно убедительно продемонстрировали, что жидкостное охлаждение лопаток дает удовлетворительные результаты и что при использовании такой системы охлаждения в турбинах можно допускать температуры газов на входе порядка 1230°C при незначительных потерях в мощности двигателя.

Натриевое охлаждение лопаток. Из всех методов охлаждения турбинных лопаток, кроме воздушного охлаждения полых или перфорированных лопаток, наиболее простым является метод, основанный на принципе, который использовался для охлаждения выхлопных клапанов авиационных поршневых двигателей. Рабочие лопатки в этом случае должны быть полыми, а их внутренняя часть должна быть заполнена натрием. При нагревании

лопаток до определенной температуры натрия расплавляется и вследствие конвекции передает тепло от более горячих периферийных частей лопатки к нижним частям. Нижняя замковая часть лопатки снабжена охлаждающими ребрами, при помощи которых избыток тепла уносится охлаждающим воздухом, циркулирующим внутри полого диска турбины. Для этой цели используется часть воздуха, служащего для охлаждения дисков турбины и ее подшипников. В тех случаях, когда лопатки во избежание дополнительного увеличения в весе и усложнения конструкции могут быть выполнены без нижней оребренной части, этот метод охлаждения, по-видимому, может дать преимущества при использовании в турбинах со средними рабочими температурами газов на входе.

Другие методы повышения к. п. д. двигателя

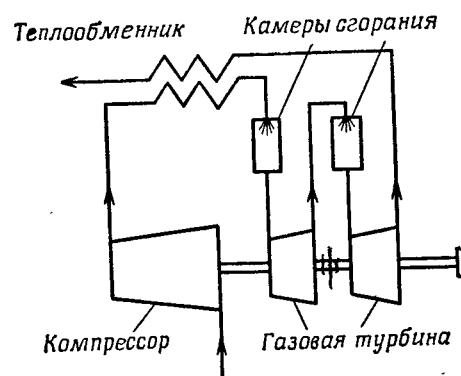
Рассмотренные ранее методы увеличения к. п. д. газотурбинных двигателей и их элементов, особенно компрессоров и турбин, имеют наибольшее практическое значение для малых газотурбинных двигателей, при конструировании которых необходимо отыскивать компромиссные решения для удовлетворения требований снижения веса и габаритов двигателя и уменьшения удельного расхода топлива и его стоимости. В особых случаях, когда получение минимального расхода топлива является более важным фактором, чем первоначальная стоимость двигателя или уменьшение его габаритов, возможно применение той или иной схемы двигателя, работающей по циклу более мощных газотурбинных двигателей, например стационарных высокоэкономичных установок.

Здесь невозможно рассмотреть все высокоэкономичные циклы газотурбинных установок¹⁾, поэтому кратко рассмотрим только два более простых примера: 1) *комбинированный цикл с регенерацией тепла и промежуточным подогревом* и 2) *цикл с высокой степенью повыше-*

¹⁾ Более подробные сведения можно получить из работ [2, 22, 24, 82].

ния давления при использовании двухкаскадной схемы компрессора.

1. Комбинированный цикл с регенерацией тепла и промежуточным подогревом. Для увеличения удельной мощности и термического к. п. д. наряду с использованием теплообменника простого газотурбинного двигателя можно применить двухступенчатое сжигание топлива, как показано на схеме фиг. 63. Метод *промежуточного подогрева* состоит в том, что осуществляется



Фиг. 63. Схема газотурбинной установки с теплообменником и промежуточным подогревом.

частичное расширение газов в первой турбине и затем, после дополнительного подогрева, окончательное расширение газов во второй турбине. При этом средняя температура газов, проходящих через обе турбины, значительно увеличивается, а максимальная температура газов на входе в турбину не превышает значений рабочей температуры для обычной турбины. Выигрыш в к. п. д. при использовании этого метода увеличивается с ростом степени повышения давления воздуха в компрессоре. Поэтому применять промежуточный подогрев не имеет смысла при степенях повышения давления ниже 5—6.

Схема, изображенная на фиг. 63, включает в себя и теплообменник, и систему промежуточного подогрева.

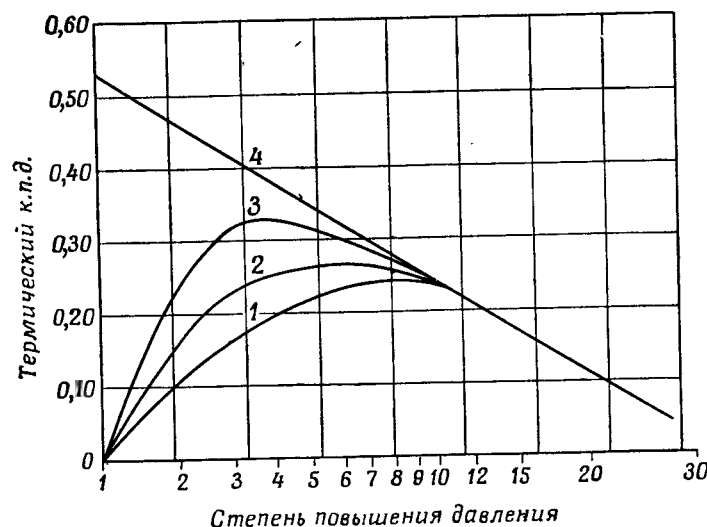
Из схемы видно, что воздух из компрессора поступает в первую камеру сгорания (левая), откуда продукты сгорания и оставшаяся часть воздуха направляются в первую турбину. По выходе из первой турбины газы поступают во вторую камеру сгорания, куда впрыскивается дополнительное количество топлива для сгорания с оставшимся количеством воздуха. Горячие продукты сгорания проходят через вторую турбину, поступают в теплообменник и затем выбрасываются в атмосферу. Чтобы снизить температуру продуктов сгорания в рассматриваемом типе газотурбинного двигателя, необходимо иметь количество воздуха, сжимаемого в компрессоре, в 4—5 раз большее, чем это требуется для полного сгорания топлива. Таким образом, выходящие из первой турбины и поступающие во вторую камеру сгорания газы содержат в себе достаточное количество воздуха, необходимого для сгорания топлива и охлаждения газообразных продуктов сгорания до температуры, соответствующей значению максимальной температуры газов на входе во вторую турбину. При таком устройстве двигателя становится возможным разделить мощности двух турбин таким образом, чтобы первая турбина развивала мощность, достаточную для привода компрессора, а вторая — для целей внешнего использования.

На фиг. 64 показаны характеристики газотурбинного двигателя мощностью 2700 л. с., работающего по схеме, изображенной на фиг. 63. Температура газов на входе в турбину равна 650°C , а температура воздуха на входе в компрессор 20°C . Кривые 1, 2, 3, 4, изображенные на графике, соответствуют различной величине поверхности теплообменника, а именно: 0; 464 м^2 ; 2780 м^2 и ∞ . К. п. д. компрессора и турбины соответственно равны 0,83 и 0,86.

Анализ результатов показывает, что максимальное значение к. п. д. двигателя без теплообменника составляет около 0,24 при степени повышения давления воздуха в компрессоре, равной 8. Для простого газотурбинного двигателя с одноступенчатой турбиной при той же самой рабочей температуре газов и при том же самом к. п. д. компрессора термический к. п. д. был бы близок к 0,18. Применение теплообменника с поверхностью теплопередачи, равной 464 м^2 , позволяет увеличить к. п. д.

газотурбинного двигателя с промежуточным подогревом от 0,24 до 0,265, тогда как при увеличении поверхности теплообменника до 2780 м^2 к. п. д. достигает 0,33, причем эта величина соответствует более низкой степени повышения давления, равной 4.

Вообще можно показать, что для получения более высоких значений термического к. п. д. двигателя при



Фиг. 64. Характеристика газотурбинного двигателя, работающего по схеме, изображенной на фиг. 63.

введении промежуточного подогрева необходимо использовать теплообменник. Но главное преимущество промежуточного подогрева заключается в *увеличении удельной мощности двигателя*. Чтобы получить максимальное увеличение к. п. д. двигателя при введении промежуточного подогрева, следует одновременно применять предварительное охлаждение воздуха на входе в компрессор. При этом на практике можно получить сравнительно большое увеличение как к. п. д., так и мощности двигателя.

Из этого примера можно установить, что при рабочей температуре газов на входе в турбину, равной 650°C ,

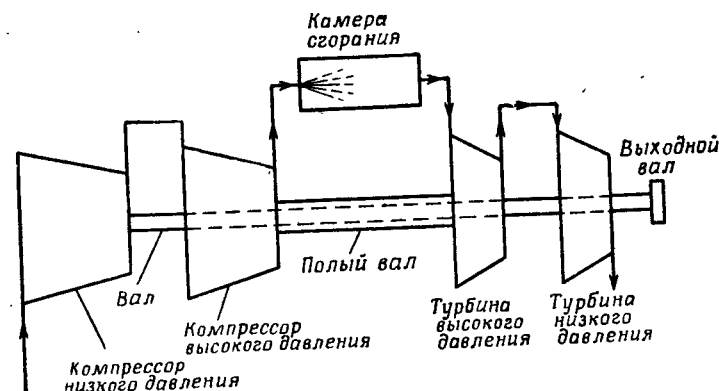
к. п. д. простого газотурбинного двигателя, равный 0,17—0,18, при использовании только теплообменника может быть увеличен примерно до 0,24 (при самой большой поверхности теплообменника). При введении в схему двигателя промежуточного подогрева к. п. д. может быть повышен до 0,33.

Если наряду с использованием теплообменника и промежуточного подогрева газа применить промежуточное охлаждение воздуха в компрессоре, то к. п. д. в данном случае может быть увеличен до 0,38.

2. Газотурбинный двигатель с двухкаскадным компрессором с высокой степенью повышения давления. Заметный выигрыш в мощности и расходе топлива можно получить при более высоких значениях степеней повышения давления воздуха в компрессоре по сравнению с величинами степеней повышения давления простых газотурбинных двигателей, рассмотренных ранее. Так, с увеличением степени повышения давления от 4—5 до 8—13 при соответствующей схеме двигателя экономичность его может быть близка к экономичности существующих бензиновых двигателей. Современный авиационный газотурбинный двигатель, который в максимальной степени совмещает в своей конструкции требование минимального веса и максимальной мощности, часто имеет двухкаскадную схему, показанную на фиг. 65 и 66¹⁾. В двигателе этого типа турбина низкого давления вращает компрессор низкого давления. Воздух, сжимаемый в этом компрессоре, поступает при более высоком давлении во второй компрессор высокого давления и после дополнительного сжатия в нем направляется в камеру сгорания. Продукты сгорания, охлажденные избыточным количеством воздуха, направляются сначала в турбину высокого давления, а затем в турбину низкого давления.

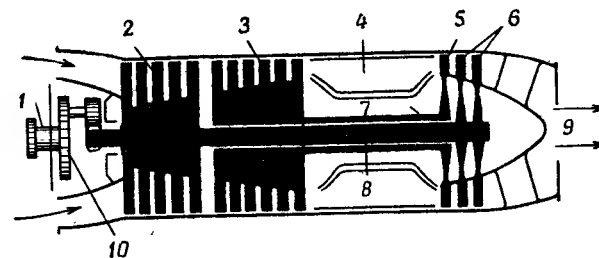
Устройство такого двигателя схематически показано на фиг. 66. На схеме видно, что в двигателе имеются два отдельных вала — сплошной вал, соединяющий турбину (имеющую две ступени) и компрессор низкого давления, и полый вал, связывающий турбину (имеющую одну

ступень) и компрессор высокого давления. Здесь применен двухкаскадный компрессор осевого типа, имеющий пять ступеней низкого давления и шесть ступеней



Фиг. 65. Схема двухкаскадного двигателя.

высокого давления. Продолжение вала турбины и компрессора низкого давления служит для передачи мощности внешнему потребителю.



Фиг. 66. Схематическое устройство двухкаскадного газотурбинного двигателя.

1 — выходной вал; 2 — компрессор низкого давления; 3 — компрессор высокого давления; 4 — камеры сгорания; 5 — турбина высокого давления; 6 — турбина низкого давления; 7 — наружный вал; 8 — внутренний вал; 9 — выхлоп; 10 — редуктор.

Можно здесь отметить, что турбовинтовые двигатели «Тин» и «Конвей» фирмы «Роллс Ройс», имеющие

¹⁾ Схема двигателя фирмы «Роллс Ройс».

двухкаскадную схему, обладают рядом преимуществ по сравнению с однокаскадными двигателями.

Так, компрессор этих двигателей имеет меньшее общее число ступеней, чем компрессор однокаскадного двигателя одинаковой мощности. Поэтому размеры компрессора двигателя с двухкаскадной схемой не превосходят размеров однокаскадного компрессора.

Тот факт, что более высокая общая степень повышения давления достигается с помощью двух компрессоров с меньшими степенями повышения давления, означает, что все преимущества компрессоров с низкими степенями повышения давления, включая более высокую экономичность, сохраняются.

Так как каскады низкого и высокого давлений механически не связаны друг с другом, то каждый каскад может работать большую часть времени при своем оптимальном числе оборотов. Это является большим достоинством с точки зрения работы компрессора, поскольку в этом случае значительно уменьшается возможность помпажа и срывов в компрессоре, а также заклинивания ступеней низкого давления.

Другим преимуществом двигателя этого типа является то, что система его запуска соединена только с валом компрессора и турбины высокого давления и, следовательно, требуется меньшая мощность для раскрутки двигателя. Поэтому запуск и последующий разгон двигателя такого типа может быть более быстрым. Каскад низкого давления набирает обороты от турбины низкого давления после раскрутки каскада высокого давления. Таким образом, двухкаскадная схема двигателя является более гибкой в регулировании, чем однокаскадная.

Некоторые параметры двигателя. Как указывалось ранее, при более высоких степенях повышения давления воздуха в компрессоре можно получить сравнительно высокие значения термического и полного к.п.д. двигателя, не прибегая к использованию теплообменника. Так, двухкаскадный двигатель RB-109 фирмы «Роллс Ройс», степень повышения давления воздуха в котором равна 13, имеет удельный расход топлива $0,218 \text{ кг/з. л. с. час}$ — величину, сравнимую с удельным

расходом топлива хорошего бензинового двигателя. Кроме того, двигатель имеет удельный вес всего $0,19 \text{ кг/л. с.}$, т. е. на 40% меньше удельного веса однокаскадного двигателя одинаковой мощности.

Можно отметить, что впервые двухкаскадная схема была применена в турбовинтовом двигателе «Бристоль Орион», устанавливаемом на воздушных лайнерах Англии.

Газотурбинный двигатель с дифференциальным механизмом

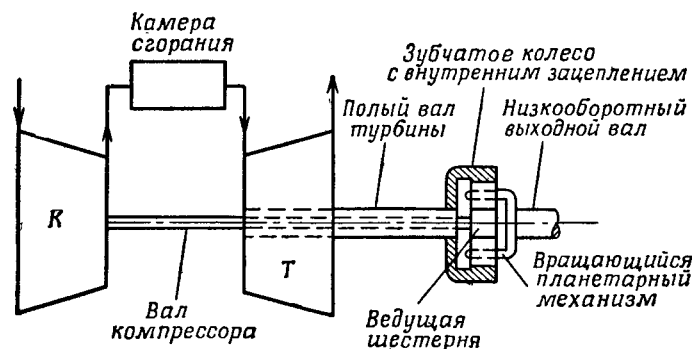
Газотурбинный двигатель со свободной турбиной нашел широкое применение благодаря своим преимуществам перед простым газотурбинным двигателем. Как было установлено ранее, важным достоинством двигателя со свободной турбиной является то, что он развивает максимальный крутящий момент при самых низких числах оборотов. Однако развиваемая им мощность на малых числах оборотов настолько мала, что для быстрой раскрутки компрессора при этих числах оборотов (что очень важно с точки зрения требований автомобильного транспорта) мощности не хватает. Кроме того, удельный расход топлива при частичных нагрузках такого двигателя сравнительно высок из-за низкого к.п.д. турбины при малых числах оборотов.

Для того чтобы преодолеть эти до некоторой степени серьезные недостатки такого типа двигателя, было предложено [67] использовать дифференциальную зубчатую передачу, связывающую друг с другом, как это схематически показано на фиг. 67, вал компрессора, турбины и выходной вал. Перед тем как более подробно рассмотреть устройство такого двигателя, интересно отметить его преимущества, а именно большой крутящий момент и высокий к.п.д. турбины при низких и нулевых числах оборотов выходного вала. Такая схема двигателя обеспечивает:

1. Большую величину мощности турбины при малых числах оборотов выходного вала, превышающую на 50% мощность двигателя со свободной турбиной при том же самом числе оборотов компрессора и количестве

расходуемого топлива. Это увеличение мощности турбины обеспечивает значительно более *быстрый разгон* двигателя по сравнению с двигателем со свободной турбиной при той же величине мощности выходного вала.

2. Значительно лучшую экономичность, при которой расход топлива составляет около 65% от расхода топлива двигателя со свободной турбиной при тех же самых числах оборотов компрессора и величине выходной



Фиг. 67. Схема газотурбинного двигателя с дифференциальным механизмом.

мощности, или 35% от расхода топлива двигателя со свободной турбиной, имеющего те же самые величины крутящего момента и выходной мощности.

3. Снижение времени раскрутки компрессора до 65% по сравнению с двигателем со свободной турбиной при благоприятном протекании характеристик крутящего момента по оборотам.

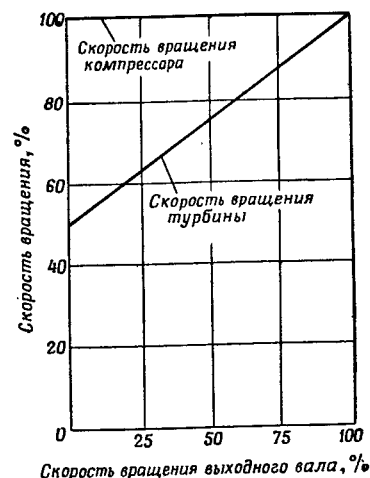
На фиг. 67 показано, что компрессор и турбины имеют отдельные валы, причем вал компрессора проходит через полый вал турбины и соединяется с ним при помощи дифференциального механизма (расположенного справа). Этот механизм аналогичен дифференциалу задней оси автомобиля, который позволяет двигателю приводить во вращение оба колеса автомобиля, допуская в то же время различное число оборотов колес. В газотурбинном двигателе дифференциальный зубчатый механизм обеспечивает передачу крутящего момента от тур-

бины к компрессору и выходному валу, причем число оборотов компрессора и выходного вала может быть различным. Для этой цели применяется планетарная зубчатая передача.

В таком двигателе (фиг. 67) вал компрессора соединен с центральной зубчатой шестерней, вал турбины — с зубчатым колесом, имеющим внутреннее зацепление; выходной вал — с планетарным зубчатым механизмом. Нужно отметить, что в газотурбинном двигателе с дифференциальным механизмом компрессор и турбина вращаются в противоположных направлениях.

Когда выходной вал (или планетарный зубчатый механизм) неподвижен, центры планетарных шестерен будут также неподвижны и шестерни в этом случае будут работать как промежуточные или паразитные. При нулевом числе оборотов выходного вала турбина будет вращать компрессор с максимальным числом оборотов, в то время как сама турбина будет вращаться в противоположном направлении с числом оборотов в два раза меньшим, чем компрессор. С увеличением числа оборотов турбины до числа оборотов компрессора центры планетарных шестерен и низкооборотный выходной вал начинают вращаться в том же направлении, что и вал турбины, но с числом оборотов, составляющим $\frac{1}{3}$ от числа оборотов турбины.

По мере уменьшения скорости вращения турбины, при поддержании чисел оборотов компрессора постоянными число оборотов выходного вала будет снижаться. При снижении числа оборотов турбины до половинного числа



Фиг. 68. Зависимость скорости вращения компрессора и турбины газотурбинного двигателя с дифференциальным механизмом от числа оборотов выходного вала.

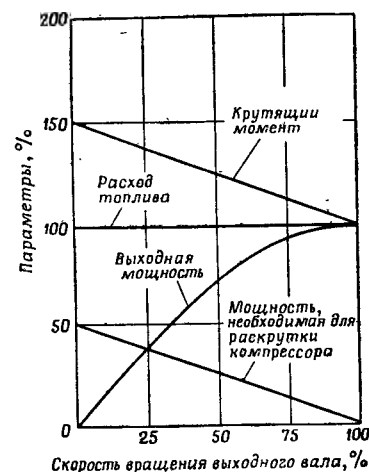
оборотов компрессора угловые скорости зубчатого колеса и центральной шестерни становятся равными, в результате чего число оборотов выходного вала будет равно нулю. На графике фиг. 68 показано соотношение между скоростями вращения выходных валов для стационарной газотурбинной установки с дифференциальным механизмом, работающей при максимальном числе оборотов компрессора. Из графика видно, что скорость выходного вала зависит от разности скоростей турбины и компрессора, причем *небольшое изменение числа оборотов турбины вызывает относительно большое изменение скорости вращения выходного вала.*

В двигателе с дифференциальным зубчатым механизмом турбина передает часть своего крутящего момента компрессору, а часть, предварительно увеличенную при помощи преобразователя крутящего момента (зубчатого механизма) — низкооборотному выходному валу. Пропорционально уменьшению скорости вращения выходного вала мощность турбины, передаваемая компрессору, увеличивается до тех пор, пока при нулевом числе оборотов выходного вала вся мощность турбины не будет использоваться для привода компрессора. Следует отметить, что перечисленные выше преимущества обеспечиваются за счет автоматического перераспределения мощности турбины между компрессором и выходным силовым валом.

На основании данных, полученных при испытаниях первых конструкций компрессоров и турбин и по этой причине не имевших оптимальных значений к.п.д., Д. В. Хатчинсон определил характеристики газотурбинной установки с дифференциальным механизмом стационарного типа, схема которой показана на фиг. 67. Результаты расчетов, произведенных Хатчинсоном, представлены в виде графика на фиг. 69, где показаны зависимости крутящего момента, мощности на выходном валу и расхода топлива в двигателе от относительного числа оборотов выходного вала при максимальном числе оборотов компрессора и максимальной температуре газов на входе в турбину. На графике также показана кривая изменения мощности турбины, необходимой для разгона компрессора.

Можно отметить, что если не требуется раскрутка компрессора, то расход топлива при уменьшении числа оборотов выходного вала может быть снижен. Таким образом, турбина развивает как раз такую мощность, которая достаточна для поддержания максимальной скорости вращения компрессора. Легко также показать, что

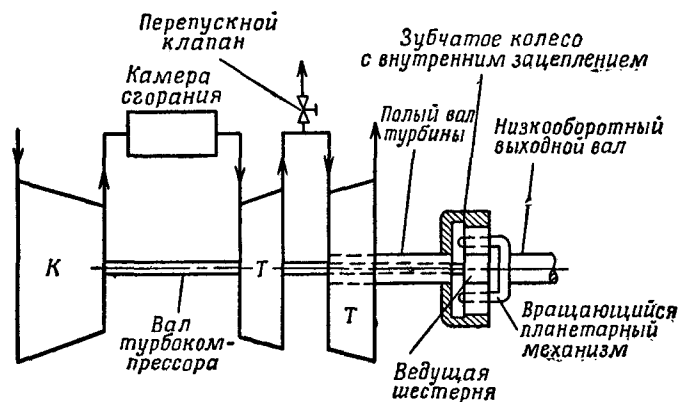
при этих условиях расход топлива газотурбинного двигателя с дифференциальным механизмом снижается при уменьшении числа оборотов выходного вала до 65%, хотя величина крутящего момента на выходном валу близка к значению крутящего момента при максимальном расходе топлива. Это дает экономию топлива порядка 65% от расхода топлива двигателя со свободной турбиной, работающего при том же числе оборотов компрессора и развивающего ту же мощность на выходном валу. Здесь можно отметить, что к.п.д. турбины рассматриваемого двигателя с дифференциальным механизмом снижается с 0,84 до 0,77 при нулевом числе оборотов выходного вала, тогда как в двигателе со свободной турбиной одинаковой мощности к.п.д. силовой турбины может снизиться до нуля. Дифференциальный механизм может быть применен также в двигателе со свободной турбиной, что схематически показано на фиг. 70. В этом случае турбина разделена на две, одна из которых через общий вал приводит во вращение компрессор. Свободная или силовая турбина имеет полый вал и соединяется с вращающимся зубчатым колесом, имеющим внутреннее зацепление. Вал



Фиг. 69. Изменение параметров газотурбинного двигателя с дифференциальным механизмом в зависимости от скорости вращения выходного вала при максимальных числе оборотов компрессора и температуре газов на входе в турбину.

турбокомпрессора соединен с центральной шестерней, а выходной вал, как и прежде, с вращающимся планетарным механизмом.

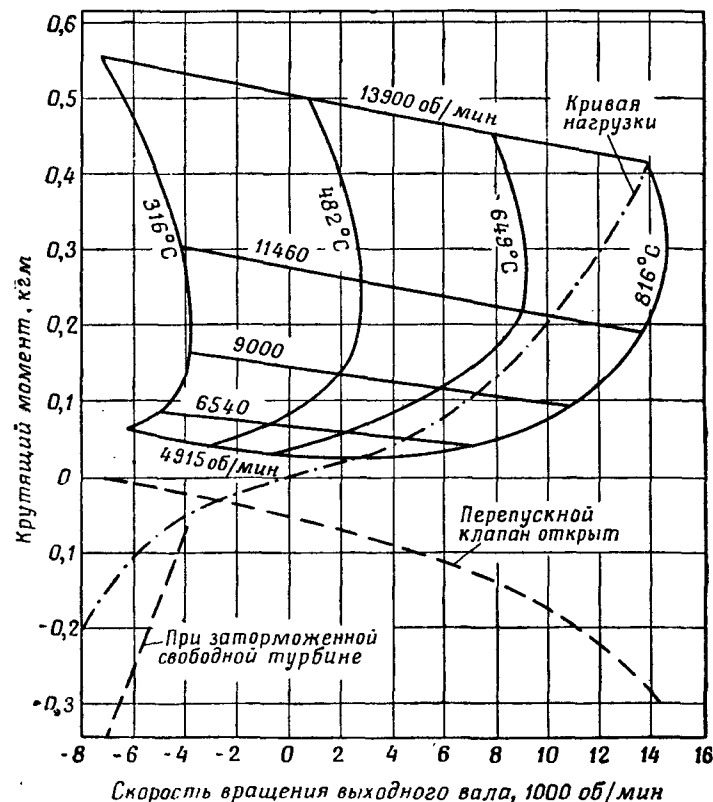
Можно показать, что двигатель со свободной турбиной и дифференциальным механизмом имеет лучшие характеристики протекания крутящего момента по оборотам по сравнению с ранее рассмотренным двигателем с дифференциальным механизмом, характеристики которого показаны на фиг. 69. Тем не менее предыдущая



Фиг. 70. Схема газотурбинного двигателя со свободной турбиной и дифференциальным механизмом.

схема двигателя все же имеет большие преимущества во времени разгона двигателя и экономичности при частичных нагрузках. Известно, что обычный двигатель со свободной турбиной обеспечивает более высокие величины крутящего момента при малых числах оборотов выходного вала, однако двигатель с дифференциальным механизмом может работать в более широком диапазоне чисел оборотов вдоль рабочей линии, развивая высокий крутящий момент. Далее, режимы работы двигателя в узком диапазоне малых значений крутящих моментов при больших числах оборотов, которые не обеспечиваются при работе двигателя со свободной турбиной и дифференциальным механизмом, а также торможение с помощью двигателя могут быть осуществлены посред-

ством обгонной муфты или перепускного клапана, как показано на фиг. 70. При открытии этого клапана противодавление за турбиной, приводящей компрессор, снижается, благодаря чему увеличивается развиваемый ею



Фиг. 71. Характеристики крутящего момента по оборотам газотурбинного двигателя со свободной турбиной и дифференциальным механизмом без учета разгона компрессора.

крутящий момент и одновременно уменьшается крутящий момент, необходимый для вращения компрессора. Можно показать, что с открытым перепускным клапаном газотурбинный двигатель с дифференциальным

механизмом может развивать на выходном валу отрицательный крутящий момент при нулевом числе оборотов, так как свободная турбина будет вращаться с меньшим в 3 раза числом оборотов при отсутствии вращения выходного вала. Этот отрицательный крутящий момент при дальнейшем снижении числа оборотов турбины может быть использован для вращения выходного вала в обратном направлении. Если затем свободную турбину сделать неподвижной путем торможения, то турбокомпрессор будет работать как одновальный газотурбинный двигатель и развивать большой отрицательный крутящий момент на выходном валу. Выходной вал в этом случае будет вращаться в обратном направлении, как видно из фиг. 71. Так, в рассматриваемом примере может быть получена отрицательная мощность, составляющая 45% от максимальной.

В столь кратком обзоре невозможно более полно рассмотреть этот интересный тип газотурбинного двигателя. Более полное описание можно найти в работах [67] и [68].

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

В связи с успешным использованием газотурбинных двигателей в ряде областей большое внимание было обращено на возможность применения малых газотурбинных двигателей на грузовых и легковых автомобилях. Газотурбинный двигатель мощностью от 60 до 250 л. с. по стоимости расходуемого более дешевого сорта топлива на 1 км можно сравнить с расходом бензинового двигателя или двигателя Дизеля, а при низкой стоимости его изготовления он может серьезно конкурировать с существующим автомобильным поршневым двигателем. Надо иметь также в виду и другие ранее отмечавшиеся преимущества газотурбинных двигателей.

В настоящее время существует несколько различных моделей автомобильных газотурбинных двигателей, находящихся либо в экспериментальной стадии, либо в стадии разработки. И хотя некоторые из них уже показали хорошие результаты, тем не менее должен быть решен еще ряд проблем, прежде чем эти двигатели смогут поступить в стадию производства и серьезно конкурировать с существующим поршневым двигателем внутреннего сгорания. В связи с этим опыт создания многих современных технических устройств, при разработке которых встречались затруднения, ранее считавшиеся непреодолимыми (а газотурбинный двигатель в этом отношении представляет собой типичный пример), показывает, что в конце концов эти трудности, связанные с разработкой конструкции и получением требуемых характеристик автомобильного газотурбинного двигателя, будут успешно преодолены.

Чтобы оценить возможности использования малых газотурбинных двигателей на автомобилях, здесь будут

рассмотрены их основные преимущества, многие из которых уже упоминались в предыдущих главах. Кроме того, будут рассмотрены также основные недостатки и трудности, которые еще необходимо преодолеть.

Преимущества малого газотурбинного автомобильного двигателя

Основными преимуществами газотурбинного двигателя являются:

1. *Более плавная работа* по сравнению с поршневыми двигателями вследствие того, что рабочие элементы двигателя совершают чисто вращательные движения, благодаря чему отсутствуют вибрации двигателя и крутящий момент на валу более равномерный при всех числах оборотов двигателя.

2. *Более простая конструкция* большинства составных элементов двигателя и значительно меньшее число таких элементов. Обычно в газотурбинном двигателе число деталей составляет $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{6}$ числа деталей шестцилиндрового бензинового двигателя одинаковой мощности, например, таких, как трущиеся и вращающиеся элементы, шестерни, валы и т. д. Роторы компрессора и турбины с их рабочими лопатками, а также лопатки сопловых и спрямляющих аппаратов представляют собой наиболее дорогостоящие элементы конструкции двигателя.

3. *Относительно малые вес и габариты.* Вес простого газотурбинного двигателя составляет всего $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{6}$ веса поршневого двигателя равной мощности. Двигатель со свободной турбиной имеет несколько больший вес. Благодаря тому, что газотурбинный двигатель имеет цилиндрическую форму, его можно изготовить более компактным и с меньшими боковыми размерами, чем поршневой двигатель. Вес газотурбинного двигателя можно еще уменьшить за счет более широкого использования для изготовления лопаток и дисков компрессора легких материалов, например магниевых и титановых сплавов.

4. *Отсутствие муфты сцепления и коробки передач.* В двигателе со свободной турбиной мощность, развиваемая турбиной на холостом ходу при

нескольких тысячах оборотов вала в минуту, недостаточна для трогания автомобиля с места при освобождении ручного тормоза. Поэтому необходимость в муфте сцепления отпадает. При увеличении подачи топлива в камеру сгорания крутящий момент, развиваемый свободной турбиной, будет также увеличиваться, и автомобиль, начиная движение, будет быстро разгоняться. Таким образом, в таком двигателе свободная турбина выполняет функции автоматической коробки передач. Однако для автомобиля может появиться необходимость в установке на нем вспомогательной низшей зубчатой передачи. Применение в автомобиле передачи заднего хода также необходимо, как и в автомобилях с поршневыми двигателями.

5. *Более простое управление.* При отсутствии педали, муфты сцепления и рукоятки переключения передач переднего хода необходимыми, по-видимому, являются только ручка включения передачи заднего хода, педаль газа и ножного тормоза. Однако нужно отметить, что две передачи переднего хода могли бы быть в автомобиле полезными.

6. *Полное сгорание топлива.* При большом избытке воздуха, подаваемого в камеру сгорания двигателя для осуществления процесса сгорания и охлаждения горячих газов, сгорание топлива осуществляется полностью при нормальной работе двигателя. Поэтому продукты сгорания не содержат никаких вредных или ядовитых газов, например окиси углерода. Однако при избыточном количестве подаваемого в камеру сгорания топлива, что может случиться во время запуска двигателя, несгоревшее топливо в виде паров может пройти через турбину и выйти с выхлопными газами, создавая характерный запах.

7. *Отсутствие системы водяного охлаждения.* Газотурбинный двигатель имеет воздушное охлаждение и не нуждается в водяном охлаждении, подобно поршневым двигателям. В связи с этим вес конструкции дополнительно не увеличивается и сама конструкция не усложняется. При сравнении весов силовых установок с системами охлаждения следует учитывать (но не всегда) вес этих систем.

8. *Отсутствие постоянно действующей системы зажигания.* В газотурбинном двигателе нет необходимости применять систему зажигания, аналогичную системе зажигания поршневых двигателей, которая обеспечивает через определенные интервалы времени искровой разряд в цилиндрах для воспламенения топливно-воздушной смеси. За исключением воспламенительного устройства для запуска камеры сгорания, никакой другой системы зажигания не требуется, так как если процесс сгорания начался, то он продолжается непрерывно до тех пор, пока в камеру подается топливо. В автомобильных бензиновых двигателях, как это следует из опубликованных статистических данных «Ройял отомобил клаб», система зажигания является одним из основных источников дорожных неполадок.

9. *Очень низкий расход масла.* Количество расходуемого масла в газотурбинном двигателе незначительно по сравнению с расходом масла в бензиновых двигателях или двигателях Дизеля. Это объясняется тем, что в газотурбинном двигателе меньше подшипников и зубчатых передач, которые требуют смазки, по сравнению с многочисленными подшипниками и другими трущимися деталями поршневых двигателей. Опыт эксплуатации газотурбинных двигателей в авиации показал, что расход масла в бензиновом двигателе в 30—40 раз больше расхода масла в газотурбинном двигателе такой же мощности.

10. *Малые рабочие давления.* Малые газотурбинные двигатели, имеющие обычные величины степеней повышения давления, лежащие в пределах от 3,5 до 5,5, с теплообменником или без него работают при сравнительно низких давлениях воздуха порядка 4,2—7 атм. В то же время в бензиновом двигателе в процессе сгорания топлива давление в цилиндрах при полной нагрузке составляет от 38,6 до 52,6 атм, а в двигателе Дизеля — от 49,1 до 70 атм. Таким образом, в газотурбинном двигателе те элементы конструкции, которые подвержены действию повышенных давлений, могут быть сделаны более легкими. Однако при этом нужно учитывать высокие температурные напряжения, которые могут возникать в этих деталях конструкции.

11. *Запуск и прогрев двигателя.* Подача топлива в камеру сгорания и его воспламенение при запуске газотурбинного двигателя из холодного состояния осуществляется сравнительно просто. Однако для вращения вала газотурбинного двигателя во время запуска требуется большая мощность, чем при запуске бензинового двигателя или двигателя Дизеля одинаковой мощности. Тем не менее запуск газотурбинного двигателя может осуществляться автоматически, так как первоначальное воспламенение топлива в камере сгорания довольно несложно.

После запуска двигателя и начала устойчивой работы не требуется времени для его прогрева, как это имеет место в поршневых двигателях, так как в газотурбинном двигателе отсутствует сложная система смазки стенок цилиндров и подшипников скольжения, которая существует в двигателях поршневого типа. Основные шариковые и роликовые подшипники большинства газотурбинных двигателей не требуют специальной организации смазки при запуске; требуется только применять соответствующее масло для работы при низких температурах. Почти сразу же после запуска газотурбинный двигатель постепенно может быть доведен до своей полной мощности, независимо от разогрева масла в системе смазки.

12. *Значительно меньший уход при эксплуатации.* Простой газотурбинный двигатель развивает свою мощность с помощью своего главного элемента — турбокомпрессора. Поэтому его конструкция должна быть значительно более простой по сравнению с конструкцией бензинового двигателя или двигателя Дизеля, которые состоят из отдельных групп цилиндров и поршней с клапанной системой впуска и выхлопа в каждом цилиндре. Так как газотурбинный двигатель имеет в основном цилиндрическую форму, то его составные части могут быть выполнены более доступными при сборке и разборке. Вместе с тем вследствие того, что газотурбинный двигатель имеет значительно меньшее число рабочих элементов в своей конструкции, его обслуживание значительно проще, чем обслуживание поршневого двигателя.

Упрощает обслуживание газотурбинного двигателя также отсутствие систем зажигания и карбюрирования топлива, так как топливная система современного газотурбинного двигателя, хотя и более сложная по конструкции, требует очень незначительного ухода.

Обслуживание любого газотурбинного двигателя, а именно уход за его главными подшипниками, зубчатыми передачами и их подшипниками, является сравнительно простой операцией, и ее необходимо производить только после длительной работы двигателя.

Самыми недолговечными элементами газотурбинного двигателя при его работе являются: 1) камеры сгорания, 2) сопловые и рабочие лопатки турбины, 3) лопатки компрессора и 4) диски турбины. В ранних типах авиационных газотурбинных двигателей сроки службы некоторых из этих элементов составляли от 50 до 100 час.

В настоящее время не требуется осуществлять обслуживания этих элементов двигателя в течение 1000—1500 час его работы и даже более. Однако действительный срок службы каждого элемента двигателя ограничивается в настоящее время 2500 час работы.

13. Газотурбинный двигатель может вполне удовлетворительно работать на более дешевых сортах топлива по сравнению с автомобильными дизельными топливами. Поэтому при сравнении стоимости топлива, расходуемого на 1 км пути, этот фактор до некоторой степени компенсирует более высокие значения удельного расхода топлива малых газотурбинных двигателей. Больше того, при сравнении с высокооктановыми сортами топлива, которые используются в автомобильных двигателях, стоимость топлива газотурбинного двигателя оказывается очень низкой. Кроме того, если принять во внимание очень низкий расход масла в газотурбинном двигателе, то общая стоимость расходуемого в нем топлива и масла не должна значительно превышать стоимость топлива и масла, расходуемых в поршневых двигателях одинаковой мощности.

Некоторые недостатки

Наряду с основными преимуществами малого газотурбинного двигателя здесь следует рассмотреть существующие в настоящее время недостатки этого типа двигателей.

1. Термический и полный к. п. д. Из предыдущего изложения видно, что простой газотурбинный двигатель из-за присущих ему низких значений термического к. п. д. будет иметь значительно больший удельный расход топлива, чем бензиновый двигатель или двигатель Дизеля. Это послужило причиной более медленной разработки малого газотурбинного двигателя для автомобиля. Однако, как было показано в предыдущей главе, расход топлива в газотурбинном двигателе может быть снижен до уровня, сравнимого с расходом топлива поршневых двигателей путем использования теплообменников соответствующей конструкции. Однако применение теплообменника, который позволил бы увеличить термический к. п. д. до желаемой величины, будет означать увеличение веса, объема и стоимости двигателя, в результате чего могут быть утрачены основные преимущества малого газотурбинного двигателя, о которых говорилось в предыдущем разделе.

Влияние уменьшения размеров конструкции двигателя, о котором упоминалось в одной из предыдущих глав, связано со снижением к. п. д. компрессора и турбины, что в свою очередь приводит к снижению полного к. п. д. двигателя на несколько процентов.

2. К. п. д. при частичных нагрузках. Простому газотурбинному двигателю присущи относительно низкие значения к. п. д. и, следовательно, повышенные удельные расходы топлива при работе на частичных нагрузках по сравнению с бензиновыми двигателями и двигателями Дизеля. Однако значения к. п. д. при частичных нагрузках двигателя с теплообменником и свободной турбиной значительно выше, чем значения к. п. д. простого газотурбинного двигателя. Так как двигатели на автомобилях большую часть времени работают при нагрузках, составляющих 25—35% от полной нагрузки, то

в этих условиях важным является *обеспечение возможно более высоких значений полного к. п. д. двигателя*. Поэтому если в двигателе используется теплообменник, то он должен по возможности обеспечивать самую высокую экономичность двигателя при частичных нагрузках, даже за счет *снижения величины к. п. д. при полной нагрузке*. В случае применения газотурбинного двигателя со свободной турбиной и дифференциальным механизмом можно еще более улучшить экономичность силовой установки автомобиля.

3. Высокие числа оборотов. Тот факт, что компрессор и турбина должны работать при сравнительно высоких числах оборотов, приводит к усложнению зубчатых редукторов, которые в этом случае должны иметь высокие передаточные отношения и в то же время обеспечивать бесшумную работу двигателя. С уменьшением размеров газотурбинного двигателя расчетное число оборотов турбокомпрессора должно увеличиваться. Так, для турбовинтового двигателя или двигателя с силовым валом «Дарт», который из двигателей 541 серии развивает на валу 2100 л. с., число оборотов вала турбокомпрессора составляет 15 000 об/мин. Менее мощный двигатель «Блэкборн — Артоуст 610», развивающий мощность 475 л. с., имеет скорость вращения, равную 35 000 об/мин, в то время как двигатель промышленного назначения «Ровер 1S/60» мощностью 60 л. с. работает при скорости вращения ротора компрессора 46 000 об/мин. В газотурбинных двигателях для передачи мощности через вал необходим редуктор, чтобы снизить число оборотов до 2000—4500 об/мин при этом общее передаточное отношение редуктора должно быть тем выше, чем меньше размеры двигателя. В связи с такими высокими значениями чисел оборотов двигателей появляется необходимость в *очень тщательной статической и динамической балансировке* как отдельных элементов, например роторов компрессора и турбины и их вала, так и ротора всего турбокомпрессора в собранном виде.

Можно отметить, что число оборотов ротора изменяется, грубо говоря, пропорционально корню квадратному из мощности двигателя. Так что если двигатель

мощностью 5000 л. с. имеет скорость вращения ротора 8000 об/мин, то двигатель мощностью 100 л. с. будет иметь скорость вращения $8000\sqrt{5000/100}$ об/мин, или около 56 500 об/мин.

4. Большой объем выхлопных газов. Как указывалось, газотурбинный двигатель должен иметь расход воздуха, необходимый для процесса сгорания топлива в камере сгорания и для охлаждения горячих газов. Поэтому из-за того, что расход воздуха через него значительно превосходит расход воздуха через бензиновый двигатель или двигатель Дизеля, возникает проблема удаления этих больших объемов горячего газа из автомобиля с минимальными неудобствами для окружающих. К счастью, при сгорании топлива в современных камерах сгорания в нормальных рабочих условиях эти газы не имеют неприятного запаха. В будущем объем выхлопных газов и их температура могут быть значительно снижены за счет использования в двигателях теплообменников и более эффективных компрессоров и турбин.

5. Медленный разгон. Вследствие сравнительно большой инерции вращающихся элементов двигателя при достаточно быстром открытии топливного дроссельного клапана при нажатии педали газа может возникнуть первоначальное запаздывание — обычно порядка одной или двух секунд — перед началом движения автомобиля. Как только этот период запаздывания заканчивается, разгон автомобиля становится очень быстрым. Много внимания уделялось тому, чтобы снизить до минимума этот период. Очевидно, можно уменьшить эффект запаздывания путем применения алюминиевых, магниевых и титановых сплавов для изготовления роторов компрессоров, а также легких жаропрочных материалов, например спекающихся, для изготовления турбинных дисков и, возможно, для лопаток. В связи с этим следует отметить, что инерция самой турбины составляет 60—70% от инерции всего ротора турбокомпрессора.

Применение на автомобиле газотурбинного двигателя со свободной турбиной и дифференциальным

механизмом также может значительно снизить этот период запаздывания.

6. Торможение двигателем. В автомобиле с поршневым двигателем можно (обычно так и делается) при замедлении движения оставить включенной коробку передач. В результате этого двигатель, связанный с передачей и «приводимый» ею, создает дополнительное сопротивление движению автомобиля, увеличивая тем самым тормозной эффект. В автомобиле с газотурбинным двигателем, имеющим свободную турбину, такое торможение невозможно, так же как невозможно осуществить торможение в автомобиле, в котором колеса не связаны с двигателем. В связи с этим делались попытки использовать какой-либо элемент двигателя для получения тормозного крутящего момента нужной величины независимо от тормозного момента на колесах. Одной из таких попыток явилась возможность использовать энергию свободной турбины, которая обладает определенным моментом инерции вследствие движения автомобиля для разгона двигателя. Другой предлагавшийся способ состоял в том, чтобы использовать для этой цели воздушный компрессор, применив соответствующую обгонную муфту. Кроме того, существует метод, основанный на использовании отдельного воздушного компрессора для поглощения мощности, передаваемой от колес автомобиля. Все эти устройства должны действовать автоматически при закрытии дроссельного клапана и, кроме того, должны полностью использоваться на любых сколько-нибудь значительных спусках для аккумуляирования энергии с целью торможения автомобиля.

7. Шум от выхлопных газов¹⁾. Вследствие значительного большего объема выхлопных газов, выбрасываемых в атмосферу в минуту, и необходимости применения понижающих зубчатых передач с высокими передаточными отношениями, шум от выхлопных газов газотурбинного двигателя обычно значительно больше, чем от многоцилиндрового автомобильного бензинового двигателя, снабженного эффективным глушителем. Путем тщатель-

ного проектирования выхлопной системы, использования регенерации тепла для снижения температуры выхлопных газов и применения специальных методов конструирования и монтажа редукторов и зубчатых передач для привода вспомогательного оборудования можно снизить шум существующих автомобильных газотурбинных двигателей до приемлемого уровня. Для снижения уровня высокочастотного шума, производимого струей выхлопных газов, необходимо применять глушитель новой конструкции с очень малым противодавлением.

8. Большая пусковая мощность. Чтобы запустить холодный поршневой двигатель, необходимо только на несколько оборотов повернуть коленчатый вал. В случае газотурбинного двигателя вал турбокомпрессора должен вращаться со скоростью порядка нескольких тысяч оборотов в минуту, прежде чем осуществится запуск двигателя, и он сможет работать устойчиво. Газотурбинный двигатель со свободной турбиной запускается значительно легче, однако и в данном случае компрессор должен иметь минимальное рабочее число оборотов перед тем, как он сможет устойчиво работать самостоятельно. В связи с этим для запуска газотурбинных двигателей электрическое пусковое устройство должно развивать значительно большую мощность в течение более длительного периода времени, чтобы преодолеть инерцию роторов компрессора и турбины и раскрутить их до минимального пускового числа оборотов.

9. Выхлопной патрубок. Из-за большого количества выбрасываемых в атмосферу газов выхлопное устройство и глушитель газотурбинного двигателя должны занимать значительно больший объем в двигателе по сравнению с выхлопной системой и глушителем поршневых двигателей. Так, для автомобильного двигателя «Дженерал Моторс», как было определено, выхлопной патрубок и глушитель имеют в 10 раз большие площади поперечного сечения, чем в автомобильном бензиновом двигателе. Однако если глушитель сконструировать как часть выхлопного патрубка теплообменника, то большие размеры выхлопного устройства не будут иметь такого большого значения, как в случае отдельной выхлопной системы.

¹⁾ Смотри также стр. 217 и 223.

Возможные преимущества применения газотурбинных двигателей для грузовых автомобилей

Из возможных областей применения малых газотурбинных двигателей существует одна важная область, о которой до сих пор не упоминалось, а именно, что эти двигатели в настоящее время могут быть с успехом применены для привода грузовых автомобилей. Это позволяет получить *экономия в весе* автомобиля благодаря сравнительно малому весу газотурбинного двигателя, а также более легкой и простой системе привода колес автомобиля с таким двигателем по сравнению с системой привода автомобилей, использующих бензиновые двигатели или двигатели Дизеля. Эта экономия в весе, которая может составлять до 2 т для грузового автомобиля более тяжелого класса, позволяет увеличить полезную нагрузку автомобиля. Кроме того, грузовые автомобили с большим радиусом действия работают при более высоких частичных нагрузках, чем легковые автомобили, обеспечивая тем самым более высокий к. п. д. газотурбинного двигателя при этих более высоких мощностях и снижение в результате этого расхода топлива. Использование более дешевых топлив по сравнению с бензиновыми или дизельными сортами топлив служит дополнительным источником снижения стоимости топлива для этих более тяжелых грузовых автомобилей. Лучшие характеристики крутящего момента газотурбинного двигателя и его очень равномерная работа при минимальном числе передающих зубчатых механизмов являются другими благоприятными особенностями применения этого типа двигателя. В связи с этим следует сказать, что в недалеком будущем более эффективные типы малых газотурбинных двигателей мощностью от 150 до 250 л. с., по-видимому, будут освоены прежде всего не на легковых, а на грузовых автомобилях.

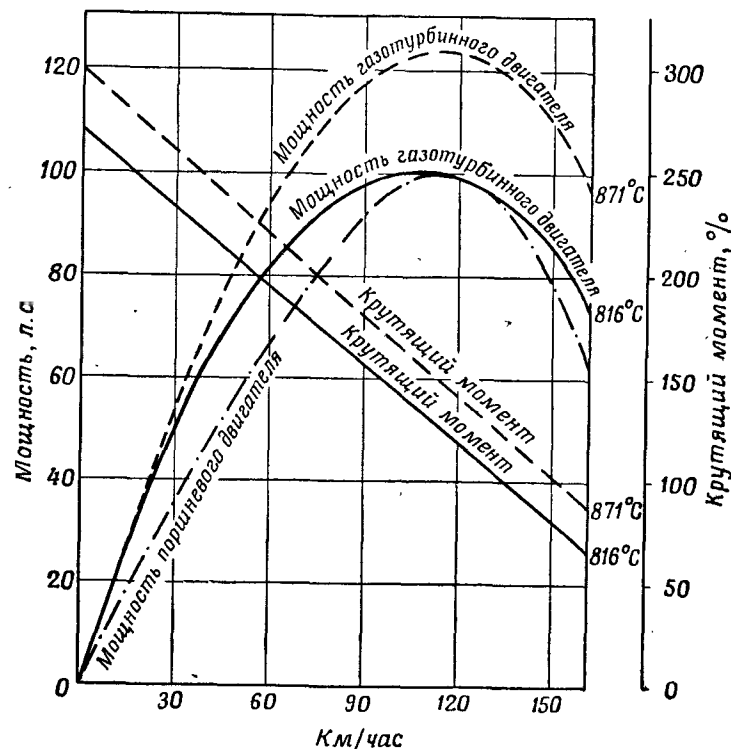
Характеристики крутящего момента и мощности

В целом газотурбинный двигатель со свободной турбиной можно рассматривать как первичный двигатель и одновременно преобразователь крутящего момента, со-

единенные вместе в одной установке, имеющей только два отдельных вращающихся элемента. Для целей отбора мощности требуется также понижающий редуктор. Как установлено ранее, этот тип двигателя развивает свой наибольший крутящий момент при самом низком рабочем числе оборотов и минимальный крутящий момент при максимальном числе оборотов. В связи с этим интересно рассмотреть протекание по скорости крутящего момента газотурбинного двигателя, предназначенного для автомобиля, в сравнении с бензиновым двигателем. В связи с этим можно воспользоваться результатами подробного исследования, проведенного проф. Ф. Л. Шварцем в Мичиганском университете [50], которые дают ясное представление о возможностях газотурбинного двигателя при его использовании на автомобиле.

Результаты исследования, которые здесь рассматриваются, относятся к бензиновому двигателю мощностью 100 л. с. при максимальной скорости 133 км/час на третьей (верхней) передаче и к газотурбинному двигателю со свободной турбиной мощностью 95 л. с. также при скорости 133 км/час. Основные данные газотурбинного двигателя следующие: к. п. д. компрессора 0,80; к. п. д. турбины 0,85; к. п. д. свободной (силовой) турбины 0,85; рабочая температура газов в расчетной точке 816°С; к. п. д. камеры сгорания 0,95; степень повышения давления воздуха в компрессоре 3,4; потери давления 2,5%; температура воздуха на входе в компрессор 15,6°С. Как можно видеть из фиг. 72, зависимости величины мощности обоих типов двигателей от скорости (кривая изменения мощности бензинового двигателя соответствует третьей верхней передаче) имеют до некоторой степени одинаковый характер. Изменение мощности газотурбинного двигателя в области максимума, как видно, имеет более пологий характер, чем изменение мощности бензинового двигателя. О влиянии повышения рабочей температуры газов на входе в турбину на протекание кривой мощности и крутящего момента газотурбинного двигателя можно судить по представленным также на графике пунктирным кривым, построенным для рабочей температуры газов 871°С.

Особенность протекания обеих кривых состоит в том, что с уменьшением скорости движения резко снижается мощность, развиваемая двигателями. В случае газотурбинного двигателя сравнительно высокая величина крутящего момента при малых скоростях движения является



Фиг. 72. Протекание мощности газотурбинного и поршневого двигателей мощностью 100 л. с. по оборотам.

На графике нанесены также зависимости крутящего момента газотурбинного двигателя от оборотов.

благоприятным фактором, тогда как в случае поршневого двигателя при этих условиях необходимо использовать низкую передачу как средство увеличения крутящего момента двигателя при этих низких скоростях. Таким образом, при увеличении передаточного числа зуб-

чатой передачи (в коробке передач) кривая протекания мощности по скорости сдвигается влево и протекает более круто в зависимости от максимально возможной скорости движения для данной передачи.

Отношения величин крутящих моментов

Если величину крутящего момента, развиваемого бензиновым двигателем при движении автомобиля с максимальной скоростью, равной 133 км/час на верхней передаче, принять за 100%, то максимальные величины крутящих моментов на второй и первой передачах для 3-скоростной коробки передач должны соответственно составлять 260% при 32 км/час и 450% при 16 км/час.

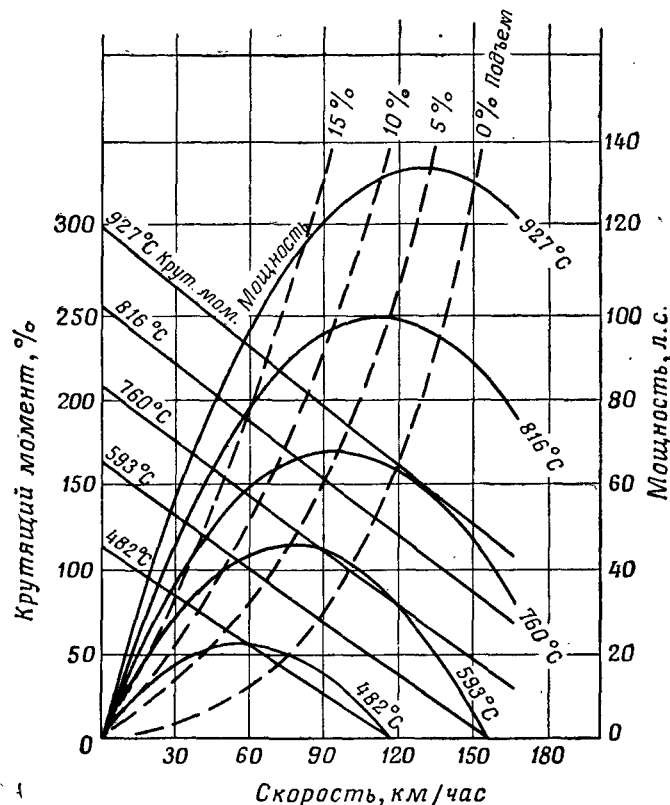
Для автомобиля с газотурбинным двигателем при максимальной скорости 133 км/час и температуре газов на входе в турбину 816°C отношение крутящих моментов (т. е. отношение крутящего момента при нулевой скорости к крутящему моменту при максимальной скорости) составляет примерно 2,75. Эта величина соответствует значительно большему крутящему моменту, чем максимальный крутящий момент, развиваемый бензиновым двигателем на второй передаче. Можно показать, что величина его достаточна для преодоления подъема с углом наклона 15°.

Регулирование газотурбинного двигателя

В рассматриваемом здесь газотурбинном двигателе свободная турбина связана через зубчатую передачу с колесами автомобиля. Скорость вращения этой турбины может изменяться независимо от скорости вращения турбины компрессора, которая может работать с почти постоянным числом оборотов. Полезно вспомнить, что компрессор с его турбинным приводом представляет собой газогенератор, при регулировании которого можно изменять давление, температуру и расход газов на входе в силовую турбину. Регулирование двигателя удобнее производить путем изменения числа оборотов турбокомпрессора в очень небольшом диапазоне, а именно в пределах 20—30%, для того чтобы обеспечить весь диапазон чисел оборотов свободной турбины (см. также гл. 8).

Улучшение характеристик при использовании теплообменника

Величины крутящего момента и мощности для газотурбинного двигателя со свободной турбиной были опре-



Фиг. 73. Зависимость крутящего момента и мощности газотурбинного двигателя от скорости движения автомобиля при различных температурах газов на входе в турбину.

На графике нанесены также кривые потребной мощности при различных углах подъема пути.

делены проф. Шварцем в зависимости от скорости движения для тех же параметров двигателя, что и ранее.

Однако в данном случае двигатель был снабжен теплообменником со степенью регенерации 0,75 и потерями, составлявшими $0,035 \text{ кг/см}^2$ по воздушной и газовой сторонам. Результаты, полученные для рабочих температур газов $482\text{—}927^\circ\text{C}$, представлены в виде графика на фиг. 73.

Введение теплообменника позволяет в основном получить требуемую величину мощности при значительно меньшем расходе топлива на 1 км пути по сравнению с двигателем без теплообменника, как это было показано в предыдущей главе. Из рассматриваемого примера можно видеть, что при скоростях движения автомобиля 64, 96 и 129 км/час величина пройденного пути в км, приходящаяся на 1 л расходуемого топлива в двигателе без теплообменника, соответственно составляет 3,88; 3,39 и $2,82 \text{ км/л}$, в то время как при наличии теплообменника со степенью регенерации 0,75 эти величины будут соответственно равны 6,07; 5,82 и $5,22 \text{ км/л}$. Таким образом, применение теплообменника обеспечивает не только значительное увеличение пробега автомобиля на 1 л расходуемого топлива, но и уменьшение расхода топлива в диапазоне более высоких значений мощности. В этом отношении расход топлива газотурбинного двигателя с теплообменником при степени регенерации 0,75 сравним с величиной расхода топлива современного бензинового двигателя.

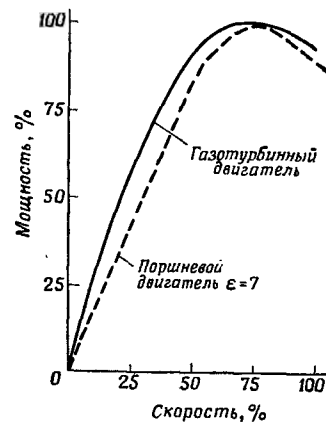
Сравнение с автоматической системой передачи

Ранее характеристики газотурбинного двигателя со свободной турбиной автомобильного типа сравнивались с характеристиками бензинового двигателя равной мощности при одной и той же максимальной скорости движения. При этом двигатель был снабжен трехскоростной коробкой передач.

Представляет интерес сравнение характеристик автомобилей в одном случае с газотурбинным двигателем, а в другом — с современным высокоэффективным бензиновым двигателем, имеющим автоматическую систему передач. В связи с этим некоторые интересные результаты, полученные в исследовательских лабораториях

фирмы «Дженерал Моторс» В. А. Туруненом, были опубликованы в сборнике [51], в котором довольно подробно рассмотрены достоинства и недостатки газотурбинного двигателя автомобильного типа.

Рассмотрим для примера газотурбинный и бензиновый двигатели мощностью 100 л. с. каждый и их характеристики в диапазоне скоростей от 0 до 160 км/час. На



Фиг. 74. Сравнительное изменение мощности газотурбинного и поршневого двигателей в зависимости от скорости (при полностью открытом дросселе).

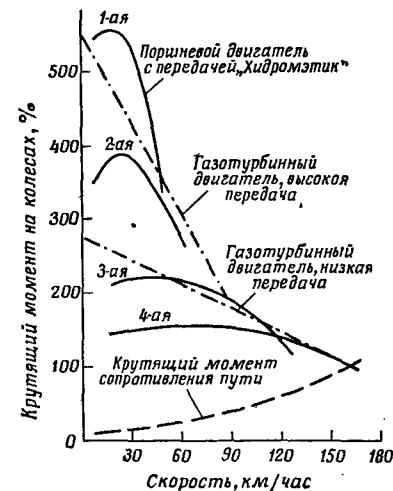
фиг. 74 показаны кривые изменения мощности при полностью открытых дроссельных клапанах для этих двух двигателей. Нужно отметить, что максимальная мощность газотурбинного двигателя соответствует той же самой относительной скорости, что и максимальная мощность бензинового двигателя. Из фиг. 74 можно видеть, что, как и на графике фиг. 2, кривая мощности для газотурбинного двигателя располагается выше кривой мощности для бензинового двигателя. Поэтому при более низких и более высоких скоростях движения газотурбинный двигатель развивает относительно большую мощность. Относительное протекание кривых крутящего момента по скорости для автомобиля с бензиновым двигателем, снабженного передачей «Дженерал Моторс Хидромэтик» с автоматическим переключением на четыре передачи, графически показано на фиг. 75. Здесь показаны также две прямые линии, соответствующие изменению крутящего момента газотурбинного двигателя в зависимости от скорости движения для двух передаточных отношений — «низкой» и «высокой» передачи, — обеспечиваемых двухскоростной коробкой с автоматическим или непосредственным переключением в диапазоне скорости 48—80 км/час. Применение такой системы поз-

волило бы автомобилю с газотурбинным двигателем иметь характеристики, очень близкие к характеристикам автомобиля с бензиновым двигателем, снабженного автоматической передачей.

Нижняя пунктирная кривая соответствует изменению действительной мощности, необходимой для преодоления сопротивления движению автомобиля по дороге с учетом аэродинамического сопротивления в зависимости от скорости движения. Разность между ординатами кривых крутящего момента и пунктирной кривой представляет собой избыток мощности, необходимый для ускоренного движения или преодоления подъемов.

Можно отметить, что если не принимать во внимание недостаток газотурбинного двигателя, связанный с разгоном автомобиля при малых скоростях, то двухскоростная зубчатая передача может не потребоваться. В этом случае его характеристика при скоростях 56—160 км/час будет практически такой же, как и автомобильного бензинового двигателя.

Исследование, аналогичное уже рассмотренному, было проведено для двигателя с передачей «Дайнфлю» фирмы «Дженерал Моторс», и было показано, что при соответствующем выборе передаточных отношений двухскоростной передачи для газотурбинного двигателя можно получить характеристику автомобиля, очень близкую к характеристике автомобиля с бензиновым двигателем.



Фиг. 75. Сравнительное изменение крутящего момента газотурбинного и поршневого двигателей в зависимости от скорости. Поршневой двигатель оборудован автоматической 4-скоростной коробкой передач.

Применение газотурбинного двигателя с дифференциальным механизмом

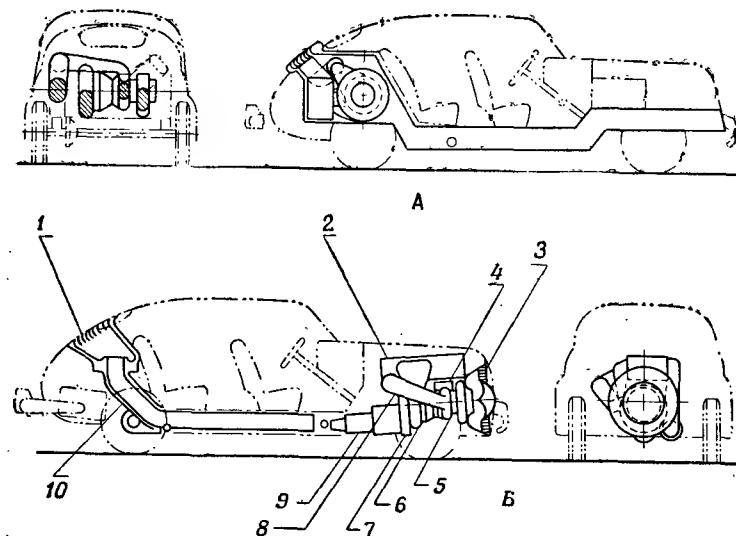
Применение газотурбинного двигателя с дифференциальным механизмом, по-видимому, позволит получить более высокую мощность двигателя на малых скоростях, что должно существенно улучшить разгонные характеристики автомобиля. Кроме того, с применением такой схемы уменьшается период задержки при пуске и улучшается топливная экономичность двигателя на режимах частичных нагрузок. Более полно особенности газотурбинного двигателя этого типа описаны в конце гл. 5.

Расположение двигателя в автомобилях

Простой газотурбинный двигатель сам по себе является компактной и небольшой силовой установкой. Однако если принять во внимание теплообменник, большие воздушные и газовые трубопроводы, а также необходимость охлаждения или вентиляции пассажирского отделения, то для размещения такого двигателя на автомобиле потребуется гораздо больше места, чем для бензинового двигателя. Кроме того, необходима также тепловая изоляция агрегатов шасси автомобиля и попутно пассажирского отделения. В связи с этим для охлаждения необходимо применять вентиляторы или эжекторы. Наиболее удачные экспериментальные автомобили, часть из которых будет рассмотрена в последующих разделах этой главы, характеризуются большим объемом, занимаемым силовой установкой и трубопроводами по сравнению с соответствующими поршневыми двигателями.

Хотя существуют различные варианты размещения газотурбинного двигателя на шасси автомобиля, наиболее удобными на сегодняшний день являются два варианта, которые схематически представлены на фиг. 76 [51]. Схема Б, следуя обычному размещению бензинового двигателя, предполагает установку двигателя в передней части автомобиля с передачей мощности через зубчатую передачу и карданный вал к обычному дифференциалу и механизму задней оси. Хотя силовая уста-

новка, показанная на схеме Б, как предполагалось, должна занимать примерно тот же объем, что и поршневой двигатель, однако из опыта известно, что для удобства обслуживания и эксплуатации объем, занимаемый двигателем, должен быть значительно больше. Вследствие



Фиг. 76. Расположение двигателя в автомобиле.

А — заднее расположение; Б — переднее расположение: 1 — выхлоп; 2 — теплообменник; 3 — вход воздуха; 4 — вспомогательные механизмы; 5 — газогенератор; 6 — силовая турбина; 7 — редуктор; 8 — камера сгорания; 9 — коробка передач; 10 — экранирующий кожух.

значительно большего объема (или веса) выхлопных газов трубопроводы и выхлопной патрубок должны быть также больших размеров. Далее, дополнительный объем необходим для установки тепловой защиты шасси автомобиля от горячих металлических частей двигателя. При расположении двигателя впереди необходимо принимать специальные меры для тепловой изоляции пассажирского отделения от двигателя и выхлопного патрубка. Другой вариант расположения двигателя показан на фиг. 76, А. По этой схеме двигатель и зубчатая передача помещаются в задней части автомобиля за пассажирским

отделением, а в освободившейся передней или подкапотной части могут быть размещены топливный бак, запасное колесо и багажное отделение. Так как теплообменник, зубчатая передача, дифференциальный механизм, воздушные и газовые трубопроводы должны располагаться в задней части автомобиля и, кроме того, должен быть обеспечен доступ к этим частям для целей обслуживания, то задняя часть серийной модели автомобиля, по-видимому, будет иметь значительно большие размеры, чем размеры обычного заднего отделения кузова автомобилей. Расположение силовой установки и передачи в задней части автомобиля приводит к уменьшению сцепления передних колес и тормозного момента. По этой причине осуществление привода всех четырех колес, как это сделано в автомобиле Т-3 фирмы «Ровер», особенно интересно, так как это дает одно из решений указанной задачи.

Успехи в развитии автомобильных газотурбинных двигателей

После появления в 1950 г. первого в мире газотурбинного автомобиля, изготовленного фирмой «Ровер», и демонстрации возможностей газотурбинного двигателя как конкурента бензинового двигателя многими моторными фирмами были проведены обширные работы по исследованию и проектированию этого типа двигателя. Задачи, связанные с созданием компактного высокоэкономичного автомобиля, сравнительно бесшумного в работе и сравнимого по стоимости изготовления с автомобилем, снабженным бензиновым двигателем или двигателем Дизеля, должны быть решены. Поэтому большинство экспериментальных работ, проводившихся до сих пор, было направлено к этой цели. В настоящее время свыше 25 ведущих мировых фирм, производящих легковые и грузовые автомобили, создали газотурбинные двигатели и проводят их исследования при установке как на легковых, так и на тяжелых грузовых автомобилях.

В Англии фирмами «Ровер» и «Остин» были приняты и предпринимаются значительные усилия для решения оставшихся к настоящему времени нерешенных

задач, которые следует разрешить, прежде чем автомобиль с газотурбинным двигателем сможет конкурировать с автомобилем с бензиновым двигателем или двигателем Дизеля по экономичности, минимальным габаритам двигателя и стоимости изготовления.

В США были затрачены сравнительно большие средства на исследовательские и проектные работы в этой области. Три ведущие фирмы — «Крайслер», «Форд» и «Дженерал Моторс» — достигли значительных успехов в развитии газотурбинных автомобилей. В конце этой главы рассматриваются современные достижения в этой области некоторых из упоминавшихся ранее фирм.

Можно отметить, что, хотя автомобиль с двигателем фирмы «Ровер» был создан одним из первых, американская фирма «Боинг» вскоре после этого начала испытания грузового автомобиля с максимальной грузоподъемностью 31 т, снабженного газотурбинным двигателем мощностью 160 л. с. При испытаниях автомобиль сделал пробег в несколько тысяч километров. С установленным ранее двигателем Дизеля средняя экономичность автомобиля составляла 1,41 км/л, в то время как с газотурбинным двигателем — 0,53 км/л. Однако поскольку двигатель имел простую схему, состоящую из центробежного компрессора и двухступенчатой турбины, то более высоких характеристик по расходу топлива от него нельзя было ожидать.

На европейском континенте исследования в области газотурбинных двигателей проводились фирмами «Рено», «Лафли», «S.O.C.E.M.A.» (Франция) и «Фиат» (Италия). В связи с этим можно отметить, что рекорд скорости 1957 г. для автомобилей с газотурбинным двигателем (прежде этот рекорд принадлежал автомобилю фирмы «Ровер» и был равен 242 км/час с хода) был установлен на автомобиле «Этуаль Филанте» фирмы «Рено» и составлял 309 км/час. Этот автомобиль был оборудован двигателем «Турмо I» фирмы «Турбомека» со свободной турбиной, развивающей мощность 270 л. с. при скорости вращения вала 28 000 об/мин. Двигатель мощностью 100 л. с. фирмы «S.O.C.E.M.A.» с удельным весом 0,5 кг/л. с. был установлен на автомобиле «Грегар —

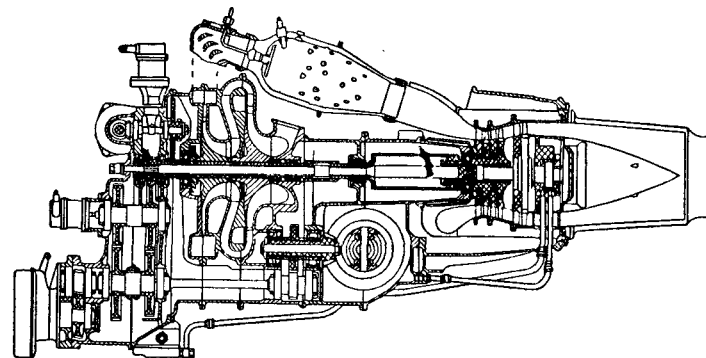
Хотчкисс», который развивал максимальную скорость 202 км/час.

Прежде на большинстве экспериментальных автомобилей, производимых различными фирмами, устанавливались газотурбинные двигатели, первоначально спроектированные как малые промышленные силовые установки, развивающие мощность от 100 до 250 л. с. Такие двигатели, приспособленные для установки на автомобиле, имели схему простого газотурбинного двигателя либо со свободной турбиной, либо без нее, а иногда снабжались теплообменником. В некоторых конструкциях автомобилей, например в автомобилях фирмы «Лафли» и «Сосема Сематурбо», трудности, связанные с отсутствием тормозного эффекта двигателя, имеющего свободную турбину, были разрешены путем использования специальных устройств для получения нужного тормозного действия. Так, на одном из автомобилей фирмы «Лафли» был применен в системе передачи автомобиля многодисковый воздушный тормоз, который был связан с педалью газа. Этот тормоз при освобождении педали газа создавал тормозной момент. На автомобиле фирмы «Сосема Сематурбо» аналогичный тормозной эффект был получен за счет использования в системе передачи автомобиля электромагнитного тормоза.

В течение нескольких лет интенсивно разрабатывался газотурбинный двигатель «Фиат 8001» мощностью 200 л. с. Двигатель снабжен двухступенчатым центробежным компрессором (фиг. 77), приводимым во вращение двухступенчатой турбиной. Выходящие из этой турбины газы срабатывали затем в одноступенчатой свободной турбине, от которой отбиралась полезная мощность. Для уменьшения расхода топлива в двигателе применена степень повышения давления воздуха, равная 7.

В других странах, особенно в Германии, Японии и России, был проведен значительный объем исследований в области автомобильных газотурбинных двигателей. Из всего сказанного, можно заключить, что практически интерес к развитию этого типа двигателей проявляется во всем мире.

Пока еще слишком рано производить оценку опубликованных результатов экспериментальных работ, проведенных к настоящему времени по газотурбинным автомобильным двигателям. Тем не менее можно отметить, что установка газотурбинных двигателей на шасси существующих легковых и грузовых автомобилей для исследовательских целей показала, что конструкция *серийного газотурбинного автомобиля в будущем*, безусловно, не будет следовать общепризнанной в настоящее время конструкции автомобиля, его шасси и кузова.



Фиг. 77. Автомобильный газотурбинный двигатель «Фиат 8001»

Очевидно также, что, хотя установка большинства малых газотурбинных двигателей на автомобилях дала удовлетворительные результаты при их дорожных испытаниях, потребуется еще длительный период времени, пока будут созданы такие конструкции всех элементов двигателя, которые позволили бы с учетом стоимости внедрить автомобиль с газотурбинным двигателем в массовое производство. В настоящее время существуют малые газотурбинные двигатели мощностью от 100 до 200 л. с., снабженные теплообменниками, которые имеют характеристики, сравнимые с характеристиками бензиновых двигателей. Однако эти двигатели *более дороги в производстве*. Поэтому в настоящее время проводятся исследования методов производства некоторых элементов двигателей, особенно роторов компрессора и турбины,

рабочих и сопловых лопаток, с точки зрения изготовления этих элементов с требуемой степенью точности при невысокой стоимости. После того как эти задачи будут решены, можно ожидать, что газотурбинные автомобили получат более широкое распространение.

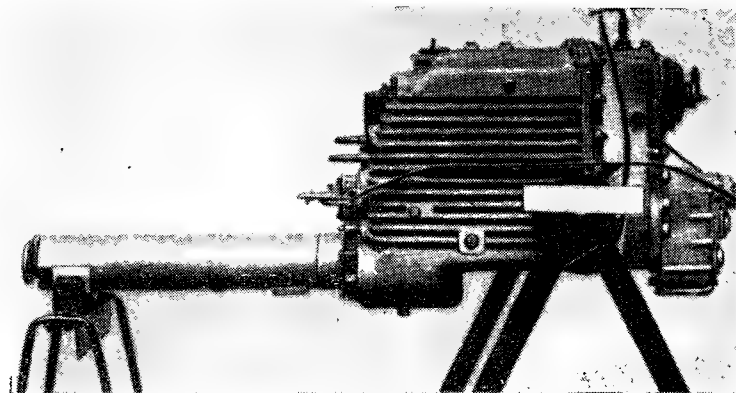
Некоторые другие автомобильные двигатели

Как ранее указывалось, к настоящему времени создано довольно много экспериментальных газотурбинных автомобилей. Большинство общеизвестных автомобильных фирм понимает, что если задачи, связанные с газотурбинным двигателем, будут успешно разрешены, то это приведет к уменьшению роли автомобилей с поршневыми двигателями внутреннего сгорания. Ввиду того что очень много фирм работает над созданием и исследованием газотурбинных двигателей и автомобилей, нет возможности рассмотреть их все. Поэтому для рассмотрения выбран ряд более интересных конструкций двигателей, которые изготовлены или разрабатываются некоторыми хорошо известными автомобильными фирмами.

Газотурбинные двигатели фирмы «Рöver»

Фирма «Рöver» (Солихул, Варвикс) первая производила демонстрацию легкового автомобиля с газотурбинным двигателем. Интерес фирмы к газотурбинным двигателям появился еще в 1940 г. в связи с созданием Уиттлом совместно с «Пауэр Джетс» авиационных двигателей. После войны, в 1948 г., фирмой был построен экспериментальный газотурбинный двигатель, который прошел длительные стендовые испытания. Двигатель имел мощность 100 л. с., весил около 91 кг и имел размеры меньше, чем поршневой двигатель автомобиля «Рöver» мощностью 75 л. с. Двигатель (фиг. 78) развивал скорость на крейсерском режиме 50 000 об/мин и на режиме холостого хода — 6000 об/мин. В левой части двигателя расположен промежуточный вал, заключенный в продолговатый корпус, служащий для соединения вала двигателя с карданным валом автомобиля. Он заменяет обычную муфту сцепления и коробку передач.

В марте 1950 г. были проведены первые дорожные испытания автомобиля «Рöver», снабженного экспериментальным газотурбинным двигателем со свободной силовой турбиной. В двигателе был применен одноступенчатый центробежный компрессор с односторонней крыльчаткой, подающий сжатый воздух в две камеры сгорания «Лукас», снабженные форсунками для распыла



Фиг. 78. Первоначальная конструкция газотурбинного двигателя «Рöver», впервые в мире установленного на автомобиле и успешно прошедшего испытания.

топлива. Продукты сгорания приводят во вращение турбину компрессора и затем поступают в отдельную силовую турбину, связанную через понижающую зубчатую передачу с механизмом задней оси. В автомобиле применена простая зубчатая передача обратного хода. Хотя технические данные этого двигателя известны еще не полностью, однако в то время он, по-видимому, развивал мощность от 100 до 120 л. с.

В качестве топлива в двигателе использован керосин, причем было установлено, что расход топлива в нем примерно в 2 раза превышал расход бензинового двигателя такой же мощности. Однако предполагалось, что при использовании теплообменника расход топлива

снизился бы до величины, мало отличающейся от расхода бензинового двигателя.

Фирмой «Ройял Отомобил Клуб» (R.A.C.) были также проведены некоторые испытания этого автомобиля. Ниже приводится выдержка из доклада R.A.C., составленного на основании этих испытаний:

«Время, необходимое для запуска силовой установки и набора оборотов холостого хода, составляло 13,2 сек, и через 3,4 сек после запуска автомобиль мог двигаться вперед.

Управление автомобилем при разгоне из неподвижного состояния до максимальной скорости довольно простое и осуществляется одной педалью газа, причем единственным другим органом управления является педаль тормоза. Включение зубчатой передачи заднего хода осуществляется при помощи рычага, передача функционирует нормально.

Автомобиль совершил пять кругов протяженностью примерно по 4,42 км на испытательном автодроме¹⁾. Во время движения наблюдатели R.A.C. по очереди выполняли роль пассажиров и водителей.

При испытаниях не было стремления достичь максимальной скорости, однако в ходе испытаний легко достигалась скорость свыше 137 км/час. При этом указатель числа оборотов вала турбокомпрессора регистрировал 35 000 об/мин.

При испытаниях плавный разгон автомобиля из неподвижного состояния до скорости 96,5 км/час осуществлялся в течение 14 сек.

Хотя никакого средства шумоглушения на выходе из двигателя не было предусмотрено, тем не менее уровень шума не был чрезмерно высоким или неприятным. Однако во время запуска шум, естественно, был более резким».

В 1952 г. модифицированный газотурбинный автомобиль «Ровер» был испытан на участке шоссе Яббек в Бельгии. На автомобиле был установлен газотурбинный двигатель «Ровер Т» с одной камерой сгорания и без теплообменника. Двигатель развивал максимальную

¹⁾ «Мотор Индастри Резёрч ассошиэйшн», Нанитон, Варвикшир.

мощность от 185 до 200 л. с. Наибольшие средние скорости, достигнутые при этих испытаниях, составляли 244 км/час для одного километра с хода, 243 км/час для 1 мили с хода и 153,6 км/час для 1 мили с места.

Двигатель имел степень повышения давления 4, и при полной мощности (40 000 об/мин) расход воздуха в нем составлял более 1,36 кг/сек. Диаметр турбины, приводящей во вращение центробежный компрессор, составлял около 203 мм. Полная мощность, развиваемая турбиной, равнялась около 350 л. с. Температура газов на входе в турбину достигала 850°С, поэтому для изготовления лопаток был применен сплав «нимоник 90».

Третий по счету газотурбинный автомобиль Т-3 фирмы «Ровер» был показан в 1956 г. на выставке двигателей «Эрлс Корт». На автомобиле был установлен модифицированный вариант двигателя «Ровер 1S/60», известный как модель 2S/100. Двигатель снабжен свободной турбиной и развивает максимальную мощность

Таблица 4

Сравнительные данные газотурбинных двигателей «Ровер»

Данные	Двигатель 1S/60 промышленного назначения	Модификация двигателя 1S/60, автомобильный двигатель 2S/100
Степень повышения давления . . .	2,9	3,85
Максимальное число оборотов компрессора, об/мин	46 000	52 000
Расход воздуха, кг/сек	0,612	0,89
Максимальная температура газов на входе в турбину, °С	790	830

110 л. с. Он расположен в задней части шасси автомобиля и имеет привод как на задние, так и на передние колеса. Автомобильный двигатель был разработан на базе двигателя¹⁾ 1S/60 мощностью 60 л. с., предназначенного для промышленных целей. Сравнительные параметры [55] этих двух моделей приведены в табл. 4.

¹⁾ См. стр. 27.

В модифицированном двигателе 2S/100 применен теплообменник пластинчатого типа, работающий по принципу противотока и расположенный в верхней части двигателя. Пространство, занимаемое двигателем, вентилируется при помощи эжекторного устройства, работающего на выхлопных газах. Выхлопные газы из теплообменника при температуре 200°C выбрасываются наружу через выходной патрубок квадратного сечения сверху крышки заднего отделения кузова. Двигатель запускается от 12-вольтового электромотора, который вращает вал компрессора через повышающую передачу с передаточным отношением 10. При достижении режима холостого хода или скорости вращения вала турбокомпрессора порядка $15\,000\text{ об/мин}$, при которой двигатель работает устойчиво, цепь пускового мотора размыкается с помощью автоматического выключателя. Далее, число оборотов двигателя на других режимах регулируется при помощи педали газа, вращение от которой посредством гидравлического механизма передается рычагу, связанному с топливной системой и воздействующему на всережимный регулятор центробежного типа «Лукас». Для предотвращения поломок в двигателе предусмотрено ограничение максимального числа оборотов.

Чтобы в случае неудачного запуска двигателя предотвратить чрезмерное дымление выхлопных газов, избыток топлива удаляется из камеры сгорания через автоматически действующий клапан, расположенный в основании корпуса камеры.

Модификация первоначального двигателя промышленного назначения включала в себя переконструирование последнего и добавление одноступенчатой осевой свободной турбины, которая через дифференциальный механизм и *полуоси приводила во вращение задние колеса*¹⁾. Привод от двигателя на передние колеса осуществлялся при помощи отдельного карданного вала *через другой дифференциальный механизм и полуоси*. В этом случае достигается максимальное сцепление передних колес. Что касается характеристик автомобиля с двигателем 2S/100, то опубликованы лишь весьма не-

¹⁾ Более полное описание см. в работе [56]

полные данные. Однако можно отметить, что максимальная скорость автомобиля превышает 160 км/час и период разгона автомобиля из неподвижного состояния до скорости $96,5\text{ км/час}$ составляет 10 сек . Экономичность автомобиля при движении со скоростью $96,5\text{ км/час}$ составляла $4,95\text{ км/л}$. При этом двигатель мощностью 110 л. с. имел установочный вес 204 кг , из которых на долю теплообменника приходилось $52,2\text{ кг}$. Удельный вес силовой установки составлял около $1,815\text{ кг/л. с.}$, т. е. около 60% от удельного веса автомобильного бензинового двигателя той же мощности. В отношении обслуживания двигателей этого типа можно отметить, что межремонтный пробег автомобиля составлял около $64\,400\text{ км}$.

Система смазки. Из небольшого поддона емкостью $2,84\text{ л}$, расположенного в нижней части корпуса компрессора, масло прокачивается при помощи насоса через масляный охладитель и последовательно включенный фильтр к калибровочным насадкам, которые подают точное количество масла через радиально просверленные отверстия к подшипникам на переднем конце вала компрессора и заднем конце вала турбины. Чтобы предотвратить утечки масла в компрессор и турбину, в конструкции каждого подшипника предусмотрены уплотнения. Для этой цели используется воздух, отбираемый от диффузора компрессора. Избыток масляно-воздушной смеси направляется обратно в масляный поддон. Как уже указывалось, расход масла газотурбинных двигателей очень мал по сравнению с расходом масла в бензиновых двигателях и двигателях Дизеля одинаковой мощности.

Газотурбинный двигатель фирмы «Остин»

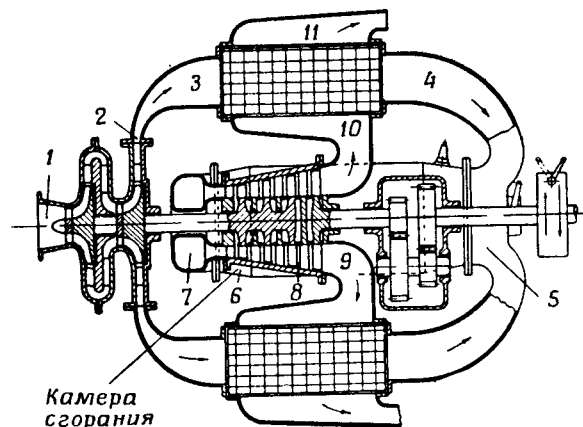
Теоретические и экспериментальные исследования возможностей малого газотурбинного двигателя для автомобильных и промышленных целей проводились фирмой «Остин Мотор». В 1949 г. фирма начала экспериментальные исследования этого типа двигателя, причем перед разработкой двигателя фирмой были изготовлены и испытаны отдельные его элементы. Выбранный тип

двигателя имел мощность 120 л. с., которая была необходима для привода легкового автомобиля «Остин Ширлайн», приспособленного для установки поршневого двигателя той же мощности. Газотурбинный двигатель был установлен на одном из этих автомобилей и подвергнут дорожным и другим испытаниям. Однако так как автомобиль в некоторой степени был более тяжелым и устаревшим с точки зрения понятия о современном автомобиле, обладающем легким кузовом с малым лобовым сопротивлением, то характеристики двигателя были определены для этой конструкции.

Величины к. п. д., которые могут быть достигнуты в компрессорах, камерах сгорания и турбинах, хорошо известны в настоящее время из авиационной практики. Однако было признано необходимым изучить влияние уменьшения размеров двигателя, так как существовала вероятность уменьшения чисел Рейнольдса в двигателе и приближение условий течения к критическим. В докладе, прочитанном главным инженером фирмы по газотурбинным двигателям Дж. Х. Вейвингом [54] в Американском обществе инженеров-механиков, были представлены результаты исследований элементов двигателя и было показано применение этих результатов к проектированию газотурбинного автомобиля. В докладе приводились также некоторые дополнительные данные, касающиеся характеристик двигателя с теплообменником. Эти данные были получены из расчетов, основанных на реальных предположениях. Эти расчеты показали, что с развитием газотурбинных двигателей, которого можно ожидать в недалеком будущем, расход топлива в этих двигателях может быть равным расходу в современных бензиновых двигателях.

Двигатель «Остин», схематически показанный на фиг. 79, имеет двухступенчатый центробежный компрессор, приводимый во вращение трехступенчатой осевой турбиной, и одноступенчатую свободную турбину. В двигателе применена одна камера сгорания. На схеме показан также теплообменник, работающий по схеме с поперечным обтеканием и состоящий из двух блоков, расположенных с двух сторон двигателя. Воздух через входное устройство 1 попадает в компрессор, имеющий

степень повышения давления 4. Из компрессора сжатый воздух по трубопроводам 2 и 3 поступает в теплообменник 11. Нагретый в теплообменнике воздух по трубопроводам 4 и 5 направляется обратно к камере сгорания, показанной сзади. Из камеры сгорания газы направляются к улитке 7, расположенной на входе в турбину. Отсюда продукты сгорания проходят в прежнем направлении через трехступенчатую турбину 8, затем через



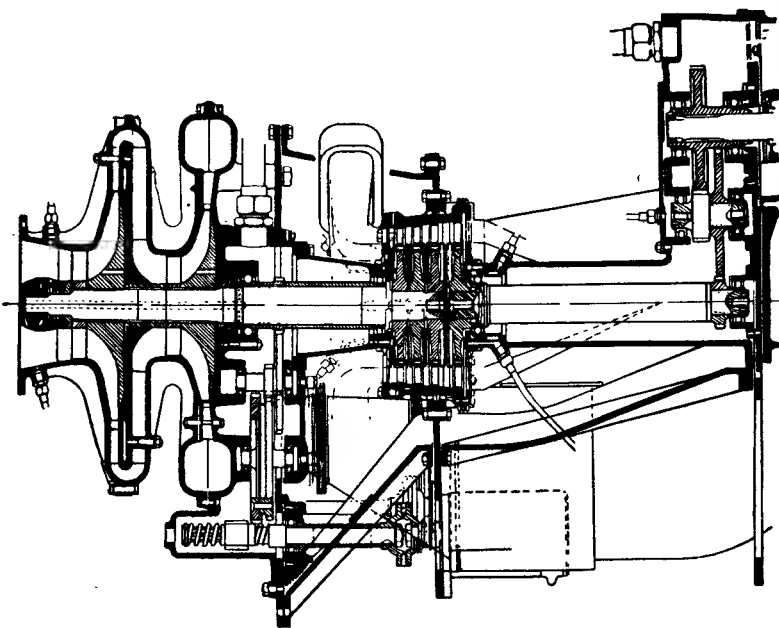
Фиг. 79. Схематическое устройство автомобильного газотурбинного двигателя «Остин».

свободную турбину и по двум патрубкам 9 и 10 направляются к выхлопному трубопроводу и отсюда в атмосферу. Одноступенчатая свободная турбина соединена с валом зубчатого редуктора. Разрез двигателя показан на фиг. 80, где видны конструктивные элементы компрессора, турбины, их общего полого вала, пускового электромотора и зубчатого редуктора.

В верхней части установки расположена камера сгорания, снабженная форсункой перепускового типа фирмы «Дж. Лукас». Привод вспомогательных механизмов осуществляется от вала компрессора при помощи зубчатой передачи, расположенной в его задней части. В двигателе применен также двухступенчатый зубчатый редуктор с цилиндрическими шестернями, со спиральным

зацеплением, который соединен с силовой турбиной. Выходной вал редуктора связан с зубчатой коробкой заднего хода планетарного типа фирмы «Хоббс Трансмисшн».

Расход воздуха в двигателе составляет $1,36 \text{ кг/сек.}$ Степень регенерации теплообменника $0,65$, хотя в стеновых условиях была достигнута степень регенерации



Фиг. 80. Разрез газотурбинного двигателя «Остин».

0,80. Двигатель предназначен для работы на дизельном топливе. Максимальная скорость вращения вала двигателя составляет $23\,000 \text{ об/мин.}$ Двигатель меньшей мощности, разрабатываемый фирмой по заказу министерства снабжения, имеет скорость вращения $56\,000 \text{ об/мин.}$

Расчет характеристик двигателя на режимах полной и частичных нагрузок основывался на следующих данных: к.п.д. компрессора $0,80$; к.п.д. турбины, приводящей во вращение компрессор, $0,85$; к.п.д. силовой

турбины $0,85$; температура газов на входе в турбину 800°C ; коэффициент полноты сгорания топлива в камере сгорания $1,0$; механические к.п.д. турбокомпрессора и свободной турбины $0,98$.

При полной нагрузке предполагаемое распределение потерь давления в элементах двигателя было следующим: воздушная часть теплообменника 2% ; воздушные трубопроводы теплообменника 0 ; камера сгорания $1,5$; газовая часть теплообменника 2 ; выхлопной патрубок $3,3\%$.

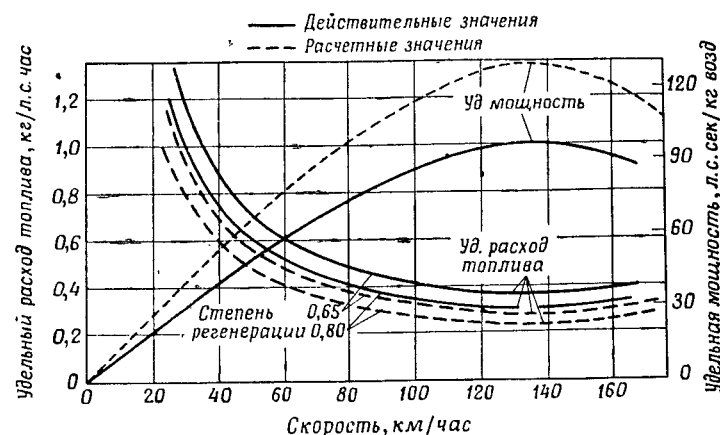
Результаты этих расчетов показывают, что для степени повышения давления 4 значения термических к.п.д. двигателя при степенях регенерации теплообменника 0 (без теплообменника); $0,6$; $0,7$; $0,8$ и $0,9$ соответственно равны $0,16$; $0,25$; $0,285$; $0,32$ и $0,35$.

Для степени повышения давления, равной 6 , значения к.п.д. будут соответственно составлять $0,20$; $0,27$; $0,29$; $0,31$ и $0,325$.

В соответствии с этим величины удельного расхода топлива при степени повышения давления 4 равны $0,372$ для двигателя без теплообменника и $0,236$; $0,209$; $0,188$ и $0,175 \text{ кг/л. с. час}$ соответственно для значений степени регенерации теплообменника $0,6$; $0,7$; $0,8$ и $0,9$.

Для степени повышения давления, равной 6 , соответствующие величины удельного расхода топлива составляли $0,311$ (без теплообменника); $0,224$; $0,209$; $0,195$ и $0,182 \text{ кг/л. с. час}$. Отсюда очевидно то важное значение, которое имеет увеличение степени повышения давления для двигателей без регенерации тепла и применение теплообменников с возможно более высокими степенями регенерации. Теоретические доказательства этого были представлены в гл. 5.

На фиг. 81 показаны кривые изменения расчетных и действительных значений удельной мощности и расхода топлива газотурбинного двигателя «Остин» в зависимости от скорости движения автомобиля. Кривые построены для степеней регенерации в теплообменнике $0,65$ и $0,80$. Значения пробега автомобиля на 1 л расходуемого топлива на режимах частичных нагрузок в км/л приведены в табл. 5.



Фиг. 81. График зависимости расчетных и действительных значений удельной мощности и удельного расхода топлива газотурбинного двигателя при известных к. п. д. элементов двигателя.

Для специально подготовленного автомобиля были определены характеристики сопротивления при движе-

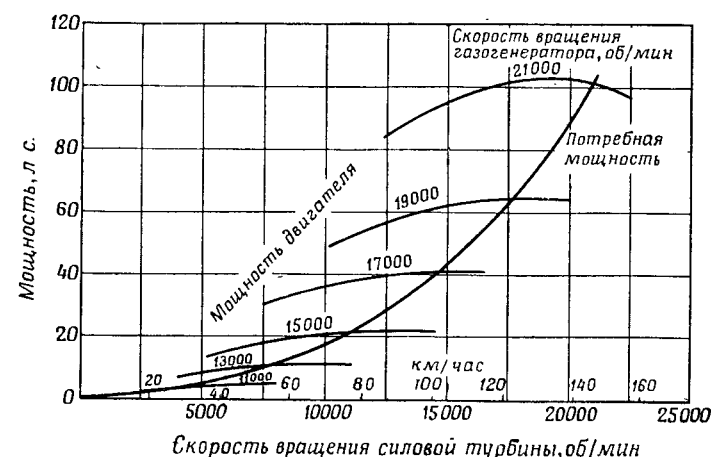
Таблица 5

Значения литрового пробега автомобиля с газотурбинным двигателем «Остин»

Скорость автомобиля, км/час	Пробег автомобиля на 1 л расходуемого топлива, км/л			
	действительные значения		расчетные значения	
	степень регенерации, 0,65	степень регенерации, 0,8	степень регенерации, 0,65	степень регенерации, 0,8
48,2	4,6	7,41	6,71	11,31
80,5	4,6	6,36	6,0	8,12
112,2	3,88	4,95	4,6	6,36
144,5	3,18	3,88	3,88	4,6

нии автомобиля с учетом лобового сопротивления. На фиг. 82 показаны кривые изменения мощности, развиваемой турбиной автомобиля, для различных скоростей вращения вала турбокомпрессора, достигающих

21 000 об/мин. На графике показана также кривая действительной мощности, необходимой для движения автомобиля с определенными скоростями, достигающими 148 км/час, в зависимости от числа оборотов свободной турбины. При данной скорости движения разность между



Фиг. 82. Дорожная характеристика автомобиля с газотурбинным двигателем «Остин».

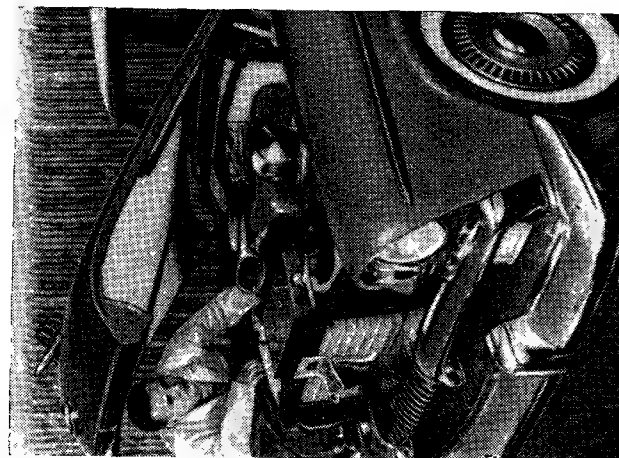
ординатами кривых мощности, развиваемой турбиной, и потребной дает величину избыточной мощности, необходимой для разгона автомобиля или его движения на подъеме. На основе этого графика были определены величины расхода топлива автомобиля.

Газотурбинный двигатель фирмы «Крайслер»

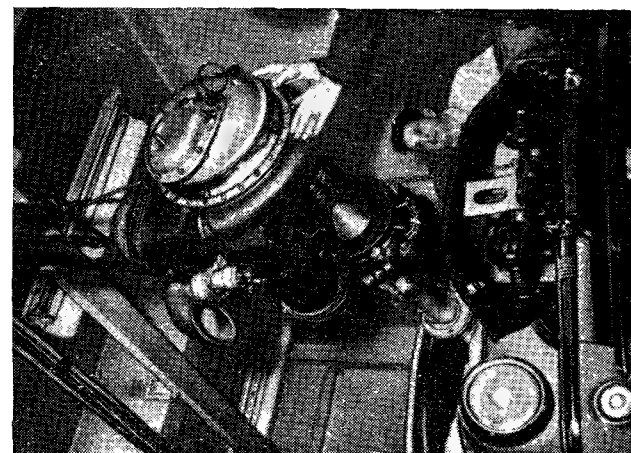
В 1947 г. фирмой «Крайслер» был создан экспериментальный авиационный газотурбинный двигатель с теплообменником. Компрессор, турбины и теплообменник были испытаны отдельно, и позднее, в 1948 г., двигатель был испытан целиком в лабораторных условиях. Стендовые испытания двигателя продолжались и далее. Как было объявлено, двигатель по весу и расходу топлива может быть сравним с поршневым двигателем. При

рассмотрении возможностей применения аналогичной конструкции двигателя для автомобильных целей было установлено, что в то время как авиационный двигатель работает большую часть времени при нагрузках, составляющих не менее 70% от полной, автомобильный двигатель работает в основном при 20—25%-ной нагрузке. Это обстоятельство влечет за собой необходимость использования теплообменника больших размеров с более высокой степенью регенерации. В то же время теплообменник вместе с двигателем должен размещаться в обычном моторном отделении автомобиля под передним капотом или задней крышкой. В связи с этим была разработана и спроектирована в сочетании с газотурбинным двигателем совершенно новая и очень компактная конструкция теплообменника. Весь двигатель размещался в двигательном отделении серийного автомобиля. Далее, необходимо было решить две основные задачи, связанные с применением газотурбинных двигателей на автомобилях, а именно уменьшить температуру выхлопных газов и снизить расход топлива. В последней конструкции вращающегося регенеративного теплообменника, описание и схема которого приведены в гл. 5, силовая установка, как указывалось, должна была удовлетворить всем этим требованиям. Двигатель вместе с зубчатой понижающей передачей имел габариты $837 \times 710 \times 812$ мм (фиг. 83, А). Количество основных движущихся элементов в двигателе составляло менее $\frac{1}{5}$ от числа движущихся элементов поршневого двигателя. Вес двигателя был на 91 кг меньше веса поршневого двигателя. Двигатель развивал мощность 120 л. с., и характеристика крутящего момента, развиваемого на задних колесах автомобиля, была такой же, как у бензинового двигателя мощностью 160 л. с. Скорость вращения вала двигателя на режиме холостого хода составляла 20 000 об/мин и максимальная скорость вращения — несколько более 50 000 об/мин.

Экспериментальный двигатель был установлен на серийном автомобиле «Плимут» (фиг. 83, Б) и испытан на нем в дорожных и городских условиях. Как было установлено, расход топлива автомобиля был сравним с расходом топлива автомобиля «Плимут» с бензиновым



Ф и г. 83 (Б). Расположение газотурбинного двигателя «Крайслер» в серийном автомобиле «Плимут».



Ф и г. 83 (А). Установка газотурбинного двигателя «Крайслер» в автомобиль.

двигателем. Так, литровый пробег автомобиля составлял от 5,31 до 6,01 км/л при скорости движения 48,2—64,5 км/час.

Электрическая система двигателя состояла из аккумулятора, пускового мотора — генератора, индуктивной катушки, электрического прерывателя и одной свечи зажигания. Запуск двигателя от холодного до рабочего состояния осуществлялся путем поворота ключа зажигания в положение «пуск», как и в обычных американских автомобилях с бензиновыми двигателями. При этом пусковой мотор раскручивает компрессор до оборотов, близких к оборотам холостого хода — 20 000 об/мин. В то же время в камеру сгорания подавалось топливо, которое воспламенялось при помощи свечи зажигания и затем непрерывно сгорало, способствуя тем самым раскрутке компрессора до рабочего числа оборотов. После запуска двигателя пусковой мотор с помощью переключателя переходил на генераторный режим работы, заряжая аккумулятор.

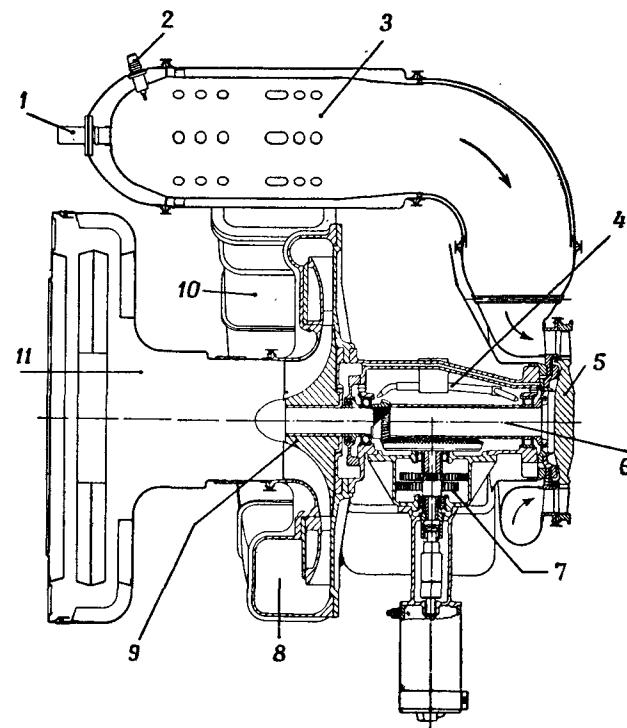
Характеристики экспериментального газотурбинного двигателя «Крайслер» были вполне удовлетворительными. Однако чтобы двигатель смог перейти из экспериментальной стадии в стадию экономически выгодного серийного производства, необходимо еще провести экспериментальные и конструктивные исследования в области жаропрочных материалов, шума, возникающего от двигателя, а также исследования с целью улучшения разгонных характеристик автомобиля при малых скоростях движения, технологии изготовления при массовом производстве лопаток и дисков компрессоров и турбин и т. д.

Газотурбинный двигатель фирмы «Дженерал Моторс»

Первая модель двигателя, а именно GT-300 [52], известная как двигатель «Уирлфайер», была сконструирована на мощность 300 л. с. и степень повышения давления 3,5. В конструкции двигателя применен центробежный компрессор и одноступенчатая свободная силовая турбина. Рабочая температура газов на входе в турбину составляла 816°С, максимальная скорость вращения

вала турбокомпрессора равна 24 000 об/мин и вала силовой турбины — 12 000 об/мин.

На фиг. 84 схематически показан газогенератор этого двигателя. Двигатель GT-300 был построен и затем испы-



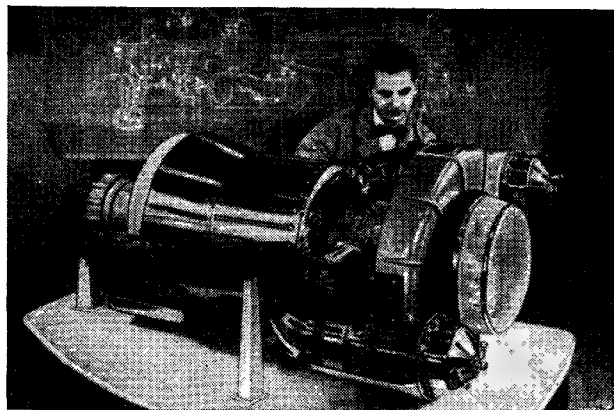
Фиг. 84. Газогенератор двигателя GT-300 «Дженерал Моторс».

1 — форсунка; 2 — свеча зажигания; 3 — камера сгорания; 4 — смазка подшипников; 5 — турбина, вращающая компрессор; 6 — вал; 7 — редуктор привода вспомогательных элементов; 8 — подача воздуха в камеру сгорания; 9 — центробежный компрессор; 10 — входное устройство; 11 — вход воздуха.

тан на автомобиле «Турбо-Круизер». В усовершенствованном варианте этого двигателя модели GT-302 (фиг. 85) были использованы все основные конструктивные элементы предыдущей модели, но двигатель имел

значительно меньшие размеры. Наиболее заметное уменьшение общих размеров двигателя было достигнуто за счет системы сгорания. В новом двигателе были применены две камеры сгорания, средняя часть которых была выполнена за одно целое с корпусом компрессора.

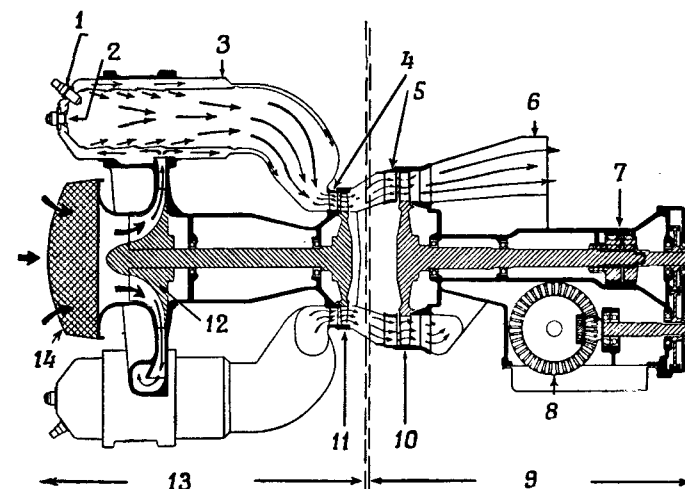
На фиг. 86 схематически показано устройство двигателя GT-302, установленного на автомобиле «Файербэрд»,



Фиг. 85. Собранный двигатель GT-302 перед установкой в автомобиле «Турбо-Крузер».

и его основные узлы, включая воздушный фильтр на входе в компрессор, камеру сгорания, редуктор и дополнительную зубчатую передачу. Опорами вала силовой турбины служат один шариковый и один роликовый подшипники, расположенные в цилиндрическом корпусе с фланцем. Таким образом, ротор свободной турбины с подшипниками представляет собой самостоятельный узел, который при необходимости может быть легко отделен от остальной системы передачи. Сама система зубчатой передачи понижает число оборотов силовой турбины до числа оборотов осей колес автомобиля, причем в автомобиле предусмотрены передачи: «стоянка», «прямая передача», «разгон» (для разгона автомобиля при более низком передаточном отношении) и «задний

ход». В системе передач отсутствует нейтральная передача, и силовая турбина всегда связана с задними колесами автомобиля для того, чтобы предохранить свободную турбину от разгона. Торможение автомобиля можно осуществить путем включения «прямой передачи», что обеспечивает безопасность работы в случае



Фиг. 86. Схематическое устройство двигателя «Уирлфайер» GT-302 фирмы «Дженерал Моторс».

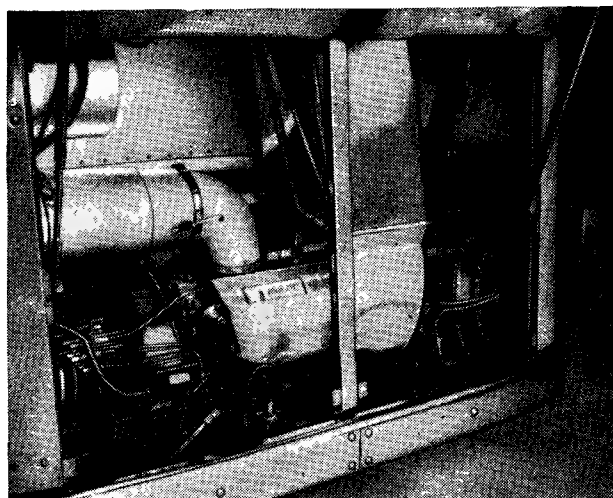
1—свеча; 2—форсунка; 3—камера сгорания; 4—сопловый аппарат газогенератора; 5—сопловый аппарат силовой турбины; 6—выхлоп; 7—коробка передач; 8—зубчатая передача; 9—силовая часть; 10—силовая турбина; 11—турбина газогенератора; 12—компрессор; 13—газогенератор; 14—вход воздуха.

поломки гидравлической системы. Переключение передачи из положения «разгон», предназначенной для разгона автомобиля при более низком передаточном отношении, в положение «прямая передача» происходит автоматически при достижении автомобилем определенной скорости движения. В автомобиле применена планетарная зубчатая передача, снабженная тормозами пластинчатого типа на высокой и низкой передачах.

Экспериментальный двигатель GT-302 прошел длительные динамометрические испытания в течение

1000 час и был установлен в автомобиле, имеющем обтекаемую аэродинамическую форму, для прохождения дорожных испытаний. Двигатель GT-300 был установлен на междугороднем автобусе «Турбо-Круизер» (фиг. 87) и прошел дорожные испытания в различных условиях.

Двигатель автомобиля «Файербэрд» развивал фактическую мощность в 370 л. с. при скорости вращения вала

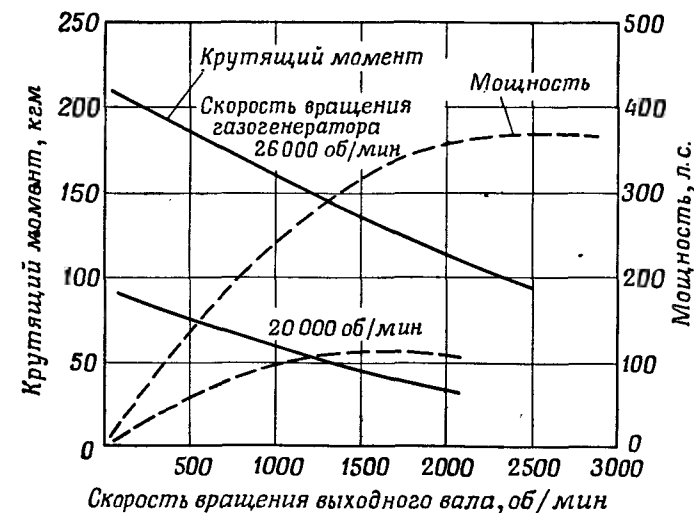


Фиг. 87. Расположение газотурбинного двигателя в задней части автобуса «Турбо-Круизер».

турбокомпрессора 26 000 об/мин и вала силовой турбины 13 000 об/мин, степени повышения давления 3,5 и рабочей температуре газов на входе в турбину 816°С. Двигатель мог работать на многих сортах топлив (от очищенного бензина до дизельного топлива) с соотношениями количества воздуха к количеству топлива в смеси от 50:1 до 100:1. Общий вес всей силовой установки с системой зубчатой передачи составлял 352 кг, т. е. примерно 0,91 кг/л. с., или около $\frac{1}{3}$ веса современного бензинового двигателя той же мощности. Удельный вес автомобиля

«Файербэрд» равен 3,18 кг/л. с. Двигатель вместе с системой зубчатой передачи имел габариты 1600 × 660 × 812 мм.

Характеристики. Так как большинство данных было получено при испытаниях автобуса «Турбо-Круизер»



Фиг. 88. Характеристика газотурбинного двигателя GT-302, установленного в автобусе «Турбо-Круизер».

с установленным на нем двигателем GT-302, то представляет интерес рассмотреть характеристики этого двигателя и автобуса.

Характеристики силовой установки приведены на фиг. 88. Из графика видно, что, как и в других двигателях со свободной силовой турбиной, максимальная величина крутящего момента соответствует нулевому числу оборотов. Эта величина более чем в 2 раза превышает крутящий момент в расчетной точке, причем изменение крутящего момента по числу оборотов выходного вала происходит почти по линейному закону. Можно заметить, что кривые мощности, как и в ранее

отмеченных примерах двигателей, близ максимума имеют сравнительно пологий участок. Благодаря этому двигатель может работать в более широком диапазоне чисел оборотов при практически полной мощности. Нужно помнить, что максимальный крутящий момент на выходном валу развивается двигателем только при максимальном числе оборотов ротора газогенератора.

Было обнаружено, что при запуске двигателя до чисел оборотов холостого хода ротора газогенератора перед началом работы системы регулирования подачи топлива существует период запаздывания вследствие инерции ротора турбокомпрессора. Этот факт был указан ранее и зарегистрирован при испытании других газотурбинных автомобилей. Что касается разгонных характеристик автобуса «Турбо-Круизер», то его полный разгон осуществлялся быстрее, чем автомобиля с бензиновым двигателем такой же мощности. Однако на низкой передаче разгон автобуса при малой скорости движения происходил значительно быстрее.

Было найдено, что разгонные характеристики автомобиля могут быть улучшены путем переконструирования вращающихся элементов двигателя с целью уменьшения влияния инерционных сил. Кроме того, с целью уменьшения времени разгона предельная рабочая температура газов при запуске двигателя может быть увеличена значительно выше расчетной без вредного влияния на элементы конструкции двигателя. При испытании было также замечено, что разгон автобуса происходил чрезвычайно плавно без какой-либо тряски и резких толчков.

Регулирование. Число оборотов и мощность двигателя изменялись путем регулирования подачи топлива в систему сгорания газогенератора. Регулирование подачи топлива осуществляется при помощи регулировочного топливного золотника игольчатого типа, связанного с обычной педалью газа автомобиля. Регулировались только переходные режимы работы, так как резкий заброс топлива в камеру сгорания при малых оборотах мог вызвать чрезмерное повышение рабочей температуры газов на входе в турбину вследствие того, что газогенератор не успевает установить новое число оборотов

в соответствии с новым расходом топлива. Поэтому был использован простой ограничитель приемистости для регулирования расхода топлива, которое подается в двигатель во время набора оборотов.

Двигатели GT-302

В результате дорожных испытаний двух автомобилей с установленными на них двигателями GT-302 были получены практические данные, которые могут быть полезными в дальнейшем. Так, в отношении устройств выхлопной системы можно отметить, что в автомобиле «Файербёрд» выхлоп отработанных газов осуществлялся в горизонтальном направлении в полукруглое пространство, причем было применено соответствующее экранирование горячих элементов системы выхлопа. Было установлено, что при работе двигателя на холостом ходу горячие газы быстро рассеиваются, не создавая неудобств для окружающих даже в непосредственной близости от выхлопного патрубка. В автобусе «Турбо-Круизер», который имел вертикальный выхлопной патрубок, выхлопные газы были совершенно чистыми и свободными от дыма или окиси углерода во всем рабочем диапазоне скоростей.

Шум от выхлопных газов был в пределах допустимого уровня, однако добавлялся еще шум от входного устройства компрессора. Этот высокочастотный шум впоследствии был уменьшен путем применения соответствующих шумопоглощающих акустических материалов. В автобусе «Турбо-Круизер», на котором был применен простой глушитель щелевого типа, шум от выхлопных газов был низкого тона и имел частоту около 150 гц. Поэтому уровень шума был относительно низким и сравнимым с уровнем шума автомобильных бензиновых двигателей или двигателей Дизеля.

Запуск двигателей из холодного состояния при помощи аккумуляторов и электромоторов не представлял трудностей. Обычно запуск двигателя состоял в замыкании электрической цепи пускового электромотора и системы зажигания, раскрутки двигателя до 3000 об/мин и открытия затем с помощью соленоида топливного

клапана в начале процесса сгорания. Когда двигатель достигал 6000 об/мин, пусковой мотор отключался. Обычно время запуска составляло около 20 сек.

Смазка основных подшипников вала осуществлялась при помощи масляных форсунок, как это показано на фиг. 84. Роликовые подшипники «Хайатт» снабжены сепараторами с гальваническим серебрением. Расход масла в двигателях был чрезвычайно малым.

Обслуживание экспериментальных двигателей было простым, однако при испытаниях возникли одна или две поломки. Каждый двигатель был спроектирован таким образом, чтобы его можно было легко снять для осмотра. Был обеспечен хороший доступ к камерам сгорания и топливным форсункам. Внутренние жаровые трубы камер сгорания могли быть легко сняты, проверены и заменены в течение нескольких минут. Так как привод вспомогательных механизмов двигателя осуществлялся под прямым углом к основному валу двигателя, то эти механизмы можно было легко снять, а длина вала привода не играла существенной роли.

Регенеративный двигатель «Уирлфайер» фирмы «Дженерал Моторс»

Опыт эксплуатации двигателей GT-302, установленных на автомобиле «Файербэрд I» и автобусе «Турбо-Круизер», подтвердил такие весьма желательные качества, как, например, мягкая передача мощности, прекрасная приемистость (за исключением режимов малых скоростей), малый вес, очень низкий расход масла, отсутствие специальных требований к топливу и большой ресурс. Оказалось, что некоторые проблемы, считавшиеся трудно преодолимыми, могут быть легко решены. К ним относятся, например, проблема шума при работе двигателя, большая скорость вращающихся деталей, нагрев двигательного отсека и управление двигателем. Две основные проблемы, которые все еще не были решены для двигателя со свободной турбиной GT-302, работающего по простому газотурбинному циклу, были следующие: 1) относительно высокий удельный расход топлива и 2) довольно низкая приемистость двигателя

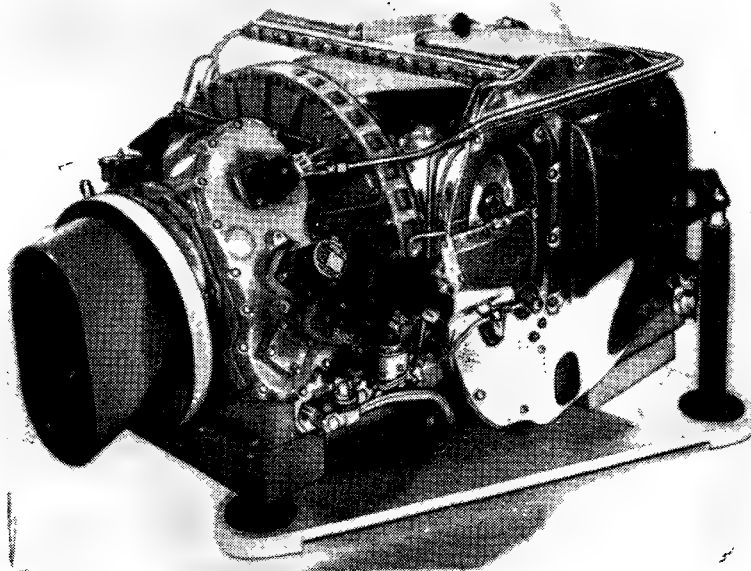
в диапазоне оборотов от холостого хода до значения, соответствующего 70% расчетного числа оборотов турбокомпрессора. В ходе исследования этих проблем за период немногим более двух лет был накоплен опыт дорожной эксплуатации двигателя на двух ранее упомянутых машинах (главным образом на автобусе «Турбо-Круизер»), прошедших 14500 км. Чтобы преодолеть первый из указанных недостатков, было решено исследовать возможность создания компактного теплообменника, который мог бы разместиться в имеющемся объеме автомобиля. Основные результаты теоретического исследования рассматриваемых проблем приведены в гл. 5. Там же даны иллюстрации и описание окончательного варианта конструкции вращающегося теплообменника.

Оказалось, что теплообменник, установленный на модернизированном двигателе GT-304 «Уирлфайер», обеспечил значительное снижение удельного расхода топлива. Что же касается второго недостатка, а именно плохой приемистости двигателя, то он был сведен к минимуму уменьшением моментов инерции основных вращающихся деталей и применением четырехступенчатой коробки скоростей, поскольку было признано желательным сочетание небольших изменений числа оборотов двигателя с низким значением его момента инерции. Таким путем работа двигателя в диапазоне малых чисел оборотов была значительно улучшена.

Схема двигателя GT-304 дана на фиг. 58; на фиг. 89 показан общий вид двигателя. Он состоит из трех основных частей: коробки агрегатов, турбокомпрессора и силовой части (свободной турбины и коробки скоростей).

Коробка агрегатов, видимая в левой части фиг. 90, включает входное устройство для воздуха, передний корпус компрессора, маслосборник и приводы агрегатов от турбокомпрессора. К числу этих агрегатов относятся: стартер автомобильного типа, топливный насос и регулятор, встроенный масляный суфлер с подкачивающим насосом и гидронасос для мотора, приводящего регенератор. Мощность для привода агрегатов отбирается от переднего конца вала компрессора при помощи спиральных конических шестерен. Масляный насос расположен в нижней части корпуса двигателя внутри маслоотстой-

ника. Масло подается одним нагнетающим насосом ко всем деталям двигателя, включая коробку скоростей и гидронасос. Расположение агрегатов вокруг входного канала для воздуха обеспечивает компактную охлаждаемую конструкцию.

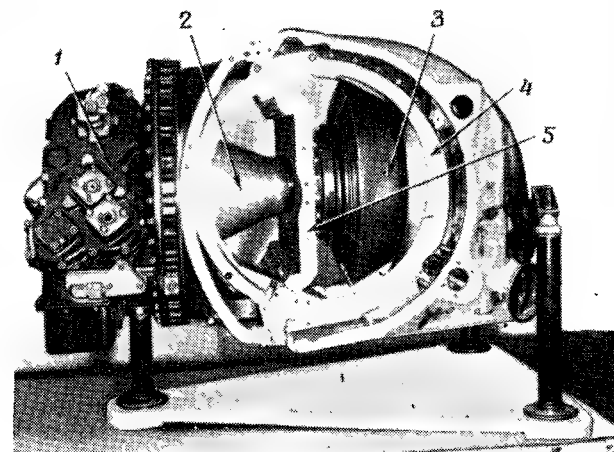


Ф и г. 89. Регенеративный двигатель GT-304 «Уирлфайер II» фирмы «Дженерал Моторс».

Турбокомпрессор и силовая часть двигателя расположены справа от коробки агрегатов. Описание конструкции деталей этих частей двигателя приведено в работе [46].

Силовая часть двигателя соединяется с турбокомпрессором и коробкой агрегатов путем крепления выхлопного коллектора к верхней и нижней изолирующим перегородкам. Барабаны регенератора поддерживаются при помощи неподвижных цилиндрических валов, распо-

женных внутри выхлопного коллектора и закрепленных в нем. Зубчатые кольца барабанов находятся в зацеплении с шестернями, расположенными на верхнем цилиндрическом валу, благодаря чему регенераторы приводятся во вращение от гидравлического мотора.



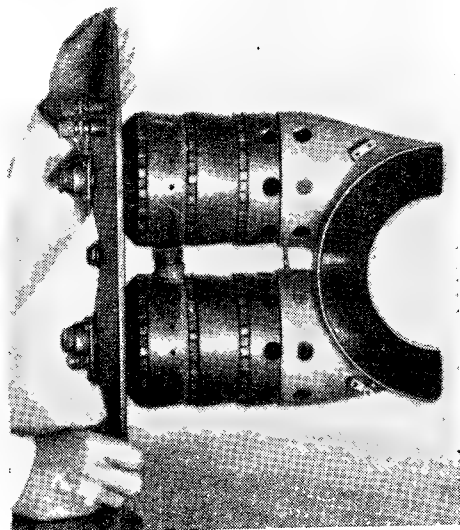
Ф и г. 90. Коробка передач, турбокомпрессор и силовая часть двигателя GT-304.

Виден также цилиндрический отсек регенератора.
1 — коробка агрегатов; 2 — турбокомпрессор; 3 — силовая часть; 4 — отсек барабанов регенератора; 5 — перегородка, отделяющая воздушный отсек от газового.

Камеры сгорания (фиг. 91) располагаются в пространстве между барабанами и передней стороной перегородки.

Боковые стенки двигателя (фиг. 89) закрывают нагнетательный отсек и одновременно являются конструктивным элементом, связывающим вместе корпус компрессора, перегородку и выхлопной коллектор. Алюминиевые радиационные экраны прикрывают боковые стенки двигателя, которые являются единственными горячими наружными поверхностями.

Основные характеристики двигателя GT-304. Расчетная мощность двигателя составляет 200 л. с. при скорости вращения турбокомпрессора, равной 35 000 об/мин, и температуре газа на входе в турбину 900° С. Число оборотов двигателя на номинальном режиме составляет 28 000 об/мин. Трехступенчатый редуктор со спиральными



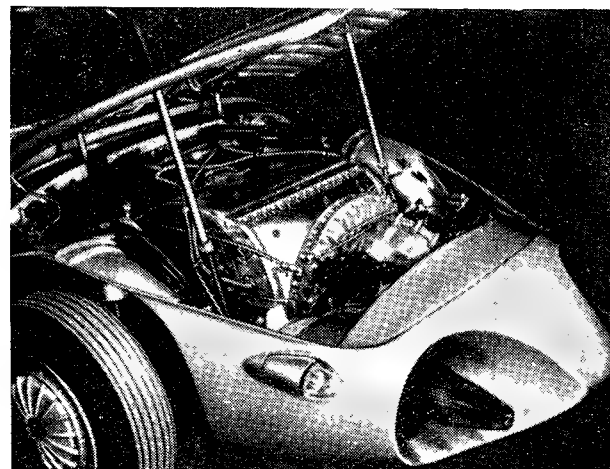
Фиг. 91. Две камеры сгорания блочного типа из четырех установленных на двигателе GT-304.

шестернями и передаточным отношением 7,7 уменьшает скорость вращения выходного вала до значений, обычных для автомобильных двигателей. Полный вес двигателя довольно высок и составляет 386 кг, что соответствует удельному весу 1,93 кг/л. с., при этом 0,34 кг/л. с. приходится на генератор.

Установка двигателя на автомобиле. Двигатель GT-304 был установлен в передней части автомобиля «Файербэрд II», а трансмиссия расположена в задней

части машины за пассажирским отделением. Она соединяется с выходным валом двигателя при помощи карданного вала, состоящего из трех частей. Шумоглушитель воздухозаборника монтируется впереди двигателя. Спаренная выхлопная система имеет четыре отдельных выходных отверстия.

Установка двигателя показана на фиг. 92, откуда видно, что вследствие низкого расположения калота и

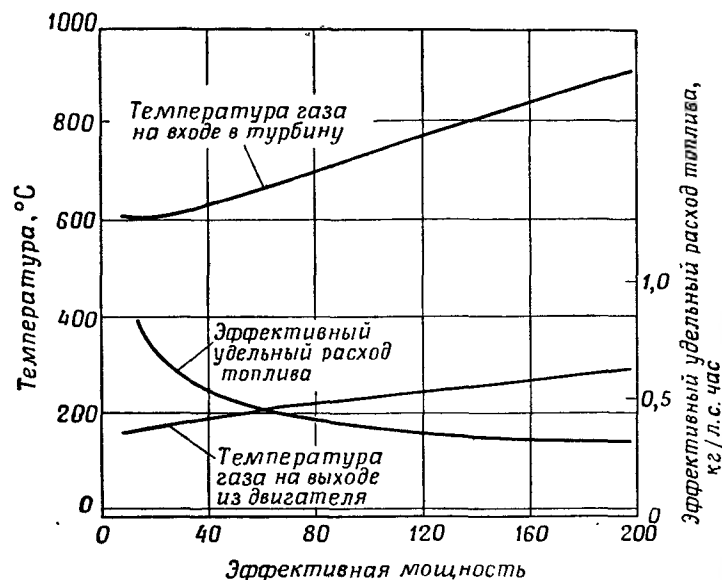


Фиг. 92. Установка двигателя GT-304 на автомобиле «Файербэрд II».

кузова автомобиля все пространство полностью занято, так что некоторые агрегаты, как, например, масляный радиатор, систему зажигания, подогреватель и воздушный кондиционер, пришлось установить на стенке двигательного отсека. Далее, некоторые из больших агрегатов, таких, как электрогенератор, компрессор системы кондиционирования воздуха и гидронасос были установлены в задней части автомобиля; они приводились в действие от автоматической коробки передач планетарного типа, имеющей электрическое переключение шестерен в поло-

жения, соответствующие стоянке автомобиля, нейтральной передаче, переднему и заднему ходу.

Выхлопная система состоит из двух проложенных по обеим сторонам двигателя труб, которые проходят от выхлопного коллектора назад и далее вверх, в область, расположенную позади задних пассажирских сидений.



Фиг. 93. Характеристики двигателя GT-304.

Эти трубы предназначены для выхлопа газа на режиме холостого хода. Две другие трубы отводят газ во время движения автомобиля при помощи заслонок, имеющих гидравлический привод, включающийся при нажатии на педаль газа.

Характеристики. Несмотря на то, что к моменту написания данной книги экспериментальный материал по двигателю GT-304 имелся в очень ограниченном количестве, оказалось, что действительная характеристика двигателя весьма близка к его расчетной характеристике, приведенной на фиг. 93. Одним из недостатков двигателя

являлась утечка газа через уплотнения регенератора сверх допустимого предела, что вызывало повышение температуры газа на входе в турбину. Это заставило ограничить максимальную мощность двигателя величиной 160 л. с., что соответствует 80% от расчетной. Установка нового типа уплотнения позволила устранить указанный недостаток, в результате чего была достигнута расчетная мощность двигателя.

В ходе испытаний отмечалось, что во время работы двигатель GT-304 создавал очень небольшой шум. Этот эффект достигался главным образом за счет регенераторов, так как конструкция камерного типа с малыми скоростями воздуха действовала в качестве звукового экрана, снижающего уровень шума, создаваемого выхлопными газами турбины. Оказалась также удачной и конструкция шумоглушителя воздухозаборника компрессора. В ходе испытаний выяснилось, что снижение уровня шума в системе выхлопа и воздухозаборнике выдвинуло на первый план шум, создаваемый редуктором, ставшим теперь преобладающим источником шума в двигателе, в результате чего появилась проблема конструкции шестерен. Были испытаны основные спиральные шестерни с целью уменьшения уровня шума, однако они оказались малоэффективными. Таким образом, было установлено, что следует уделить еще много внимания решению проблемы шума, создаваемого шестернями.

Подводя итог результатам испытаний двигателя GT-304 в том виде, в каком он был установлен на автомобиле «Файербёрд II», можно отметить, что 1) расход топлива был сокращен по крайней мере на 50%; 2) уровни шума, возникающего в воздухозаборнике и выхлопной системе двигателя, были доведены до приемлемой величины; 3) была значительно улучшена по сравнению с первыми двигателями разгонная характеристика. В связи с этим нужно отметить, что введение четырехступенчатой коробки передач заметно уменьшило время разгона; 4) шум, создаваемый шестернями, является проблемой, с которой придется встретиться в будущих конструкциях, но преодоление ее, очевидно, не составит трудностей.

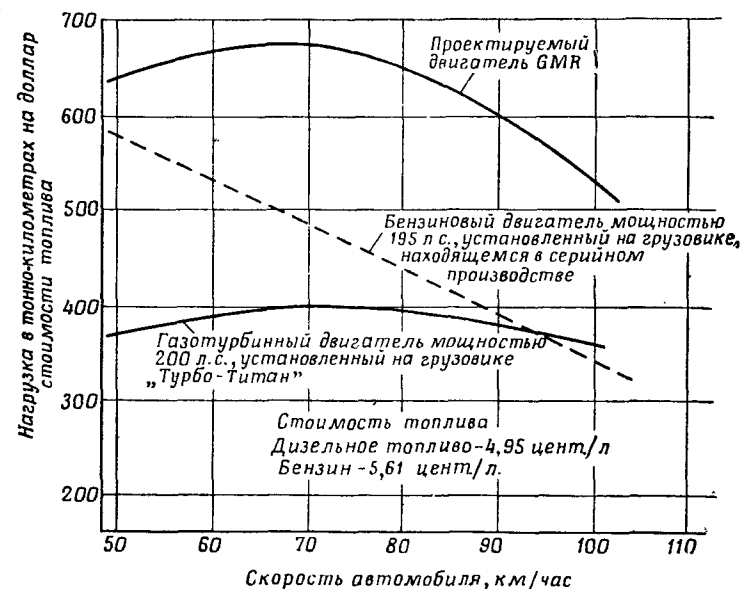
Испытания двигателя на грузовом автомобиле

Параллельно с испытаниями двигателя GT-304 на автомобиле «Уирлфайер II» этот же тип двигателя проходил испытания на тяжелом тракторе-тягаче «Шевроле» [53], имеющем две задние оси, шестиступенчатую автоматическую коробку передач и трехскоростную коробку отбора мощности. Стандартный поршневой восьмицилиндровый верхнеклапанный двигатель с объемом цилиндров 5,26 л и мощностью 195 л.с. был снят с автомобиля и заменен газотурбинным двигателем регенеративного типа GT-304 мощностью 200 л.с. После этого были проведены испытания для снятия характеристик. Названный «Турбо-Титаном», этот автомобиль при работе в тех же условиях, что и его прототип с бензиновым двигателем, показал при разгоне от нуля до скорости 64,4 км/час уменьшение времени разгона на 27,5% по сравнению с последним. На испытаниях, проведенных в холмистой местности, «Турбо-Титан» показал улучшение характеристик на 17%. Этот выигрыш оказался эквивалентным увеличению полезной нагрузки на 4540 кг, причем сохранились лучшие характеристики по сравнению с автомобилем, имеющим бензиновый двигатель и расчетную нагрузку. Этот выигрыш явился следствием главным образом увеличения крутящего момента двигателя на режимах трогания с места и малых скоростей передвижения, благодаря чему крутящий момент коробки передач имел максимальное значение при самых низких скоростях передвижения. При этом крутящий момент превосходит крутящий момент бензинового двигателя при всех числах оборотов, меньших 70% от максимального значения. Преимущество в крутящем моменте особенно заметно сказывается при езде по пересеченной местности и во время разгона автомобиля.

Испытания для определения расхода топлива проводились при различных значениях полного веса автомобиля и при постоянной скорости движения по ровной дороге. С целью сравнения со стандартной машиной полная нагрузка «Турбо-Титана» была увеличена примерно на 6800 кг, для того чтобы сохранить более близкими характеристики двух автомобилей. Для газотурбинного

двигателя использовалось значительно более дешевое топливо, чем бензин.

Результаты этих испытаний, выраженные через величину полезной нагрузки (т-км), приходящейся на 1 долл. стоимости топлива, иллюстрируются двумя нижними кривыми фиг. 94. Испытания показали, что при



Фиг. 94. Зависимость нагрузки в тонно-километрах на доллар стоимости топлива от скорости движения для двигателя тяжелого грузовика «Турбо-Титан» и сравнимого с ним бензинового двигателя.

малых скоростях передвижения автомобиль с бензиновым двигателем является, безусловно, лучшим по сравнению с газотурбинным. Разница между стоимостью топлива в том и другом случаях уменьшается по мере увеличения скорости. При скорости 93,2 км/час между ними достигается равенство, а в дальнейшем стоимость топлива у «Турбо-Титана» становится меньше, чем у автомобиля с бензиновым двигателем.

Эти испытания были проведены с первой моделью регенеративного двигателя. Однако в случае применения улучшенного варианта газотурбинного двигателя GMR, как это видно из верхней кривой фиг. 94, полезная нагрузка ($t-km$), приходящаяся на 1 долл. стоимости топлива, в будущем возрастет.

Удельный расход топлива. Первый двигатель GT-300, установленный на автобусе «Турбо-Круизер», имел удельный расход топлива порядка $0,59 \text{ кг/л. с. час.}$ Для тяжелых или военного назначения бензиновых двигателей величина удельного расхода топлива колеблется в пределах от $0,272$ до $0,363 \text{ кг/л. с. час.}$, а для лучшего дизеля — от $0,172$ до $0,182 \text{ кг/л. с. час.}$ Двигатель GT-304, установленный на «Турбо-Титане», имел удельный расход топлива, равный $0,318 \text{ кг/л. с. час.}$ Расчетное значение этой величины для проектируемого двигателя GMR составляет от $0,182$ до $0,227 \text{ кг/л. с. час.}$ Можно надеяться, что самые низкие значения удельного расхода топлива, характерные для дизеля, могут быть достигнуты и в газотурбинном двигателе.

О двигателе, установленном на «Турбо-Титане». Хотя ко времени написания этой книги продолжавшиеся длительное время испытания двигателя, установленного на автомобиле, еще не были закончены, однако уже определили, что, за исключением небольших неполадок в экспериментальном двигателе, его долговечность довольно большая, а ремонтных работ требуется значительно меньше, чем у двигателей внутреннего сгорания. Для газотурбинного двигателя, являющегося двигателем с воздушным охлаждением, не нужны громоздкие радиаторы, вентиляторы для охлаждения, антифриз или специальные охлаждающие жидкости. Тем самым исключается один весьма важный потенциальный источник неполадок или ремонта. Расход масла, как указывалось ранее, был исключительно низким, благодаря чему сокращались затраты на смазывающее масло; это является до некоторой степени компенсацией затрат, связанных с повышенным расходом топлива. Система зажигания газотурбинного двигателя очень проста. Так как она необходима только для запуска двигателя, отпадает надобность в большом количестве свечей зажигания.

Как уже указывалось, жаровые трубы камеры сгорания имеют более короткий срок службы, чем предполагалось. Для устранения этого недостатка были проведены экспериментальные исследования. Использование опыта авиационного моторостроения в области конструкции и материалов для камер сгорания показывает, что срок службы жаровых труб, который в настоящее время у авиационных двигателей превышает 1000 час при условии практически полных нагрузок, у автомобильных газотурбинных двигателей может быть значительно увеличен.

Образование нагара и грязи внутри регенератора двигателя GT-304 не считалось проблемой главным образом потому, что этот регенератор является самоочищающимся, а выхлопные газы двигателя не содержат сажи. Уровень шума, создаваемого двигателем, установленным на «Турбо-Титане», был во всех отношениях приемлемым. На холостом ходу двигатель работал с большим шумом, на режимах под нагрузкой значительно тише.

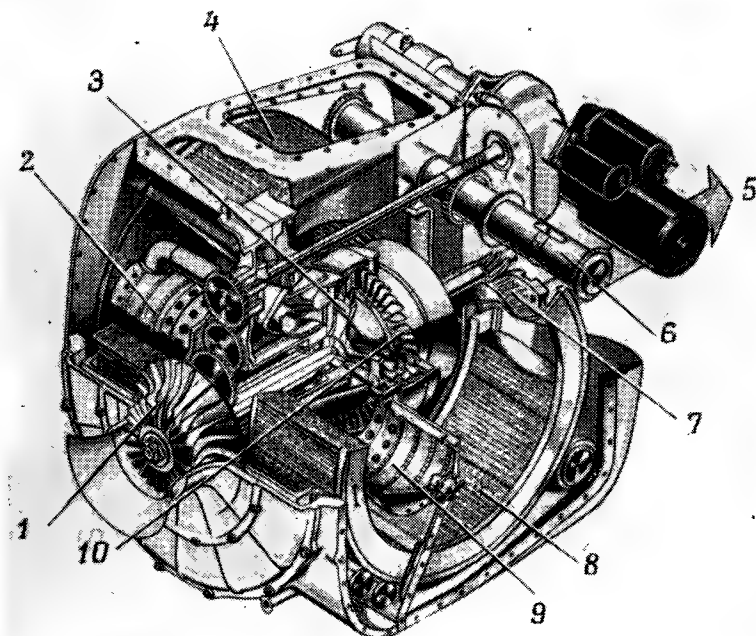
Сравнение установочных размеров двигателей. То обстоятельство, что газотурбинный двигатель регенеративного типа имеет определенные преимущества перед тяжелыми транспортными и военными автомобилями, очевидно из следующего сравнения. Газотурбинный двигатель, установленный на «Турбо-Титане», имеет удельный объем $0,0034 \text{ м}^3/\text{л. с.}$, в то время как сравниваемый с ним шестичилиндровый бензиновый двигатель мощностью 165 л. с. , установленный на таком же автомобиле весом 7260 кг , имеет удельный объем $0,00736 \text{ м}^3/\text{л. с.}$, т. е. в два раза больше.

Двигатель GT-305 фирмы «Дженерал Моторс» (1959)

Более поздняя модель газотурбинного двигателя GT-304 мощностью 200 л. с. , описанная в данной главе и известная как двигатель GT-305, находится в производстве и устанавливается на вновь сконструированный автомобиль обтекаемой формы «Файербэрд III»¹⁾, имеющий в хвостовой части киль.

¹⁾ Более полное описание и иллюстрации даны в работах [126—128].

Двигатель GT-305 по сравнению с GT-304 имеет на 10% большую мощность, на 25% меньший расход топлива и на 25% меньший вес. Он устанавливается в задней



Фиг. 95. Частичный разрез автомобильного газотурбинного двигателя GT-305 фирмы «Дженерал Моторс», где видны два вращающихся регенератора.

1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — турбина компрессора; 4 — левый регенератор; 5 — выходной вал; 6 — поперечный вал привода барабанов регенераторов; 7 — редуктор выходного вала; 8 — правый регенератор; 9 — камера сгорания; 10 — силовая турбина.

части машины. Двигатель приводит в действие задние независимые оси через гидравлическую коробку передач, прикрепленную к его задней стенке, и дифференциал (фиг. 96).

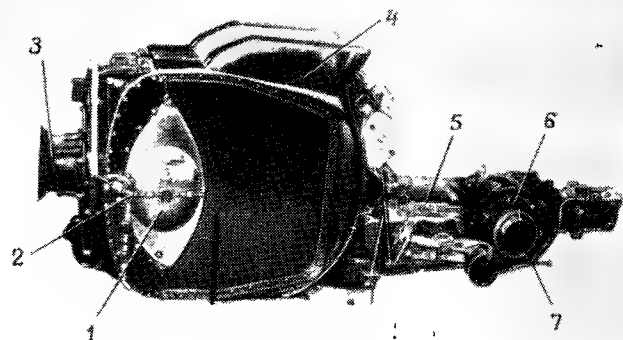
Вспомогательный двигатель для привода агрегатов. Особенностью газотурбинного двигателя GT-305 является использование специального двигателя для привода электрических и гидравлических генераторов, обслуживающих все автомобильные агрегаты. Это поршневой четырехтактный двухцилиндровый двигатель с оппозитным расположением цилиндров, развивающий мощность 10 л.с. и работающий с постоянным числом оборотов. Блок цилиндра отлит из алюминиевого сплава заодно с головкой; гильзы цилиндра отсутствуют. Поскольку мощность для привода всех агрегатов обеспечивается этим специальным двигателем, единственным назначением газотурбинного двигателя является передвижение автомобиля.

Основные характеристики двигателя GT-305. Двигатель GT-305 развивает мощность 225 газовых л.с. при оборотах вала турбокомпрессора 33 000 об/мин. Максимальное число оборотов свободной или силовой турбины равно 27 000 об/мин, а максимальная температура газа на входе в турбину 900°. Степень повышения давления равна 3,5. Скорость вращения выходного вала 3500 об/мин. Габариты двигателя следующие: длина (от фланца до фланца) 815 мм; общая высота 605 мм. У двигателя GT-304 эти размеры соответственно равны 1011 и 622 мм.

Устройство двигателя. Устройство различных элементов двигателя GT-305, показанное на фиг. 95, такое же, что и у двигателя GT-304 с его независимыми турбокомпрессором, силовой частью и регенератором.

Регенераторы. Как видно из фиг. 95, в двигателе GT-305, так же как и в GT-304, имеются два регенератора барабанного типа, расположенные по обеим сторонам вала турбины, сразу же за корпусом компрессора. Барабаны вращаются со скоростью 20—30 об/мин, попеременно проходя через поток горячего газа, выходящего из турбины, и поток относительно холодного воздуха, поступающего из компрессора. Температура воздуха на выходе из компрессора составляет около 260°С или, грубо говоря, половину той величины, которая имеется в поршневом двигателе.

Регенератор двигателя GT-305 позволяет использовать от 85 до 90% тепла отходящих газов; в двигателе GT-304 эта величина составляет 80%. Другим способом уменьшения расхода топлива является выбор двух режимов



Фиг. 96. Вид двигателя GT-305 сбоку с присоединенной к нему гидротрансмиссией типа «Хидромэтик»; здесь видны также корпус дифференциала и ближайшая точка отбора мощности к оси задних колес.

1 — корпус конца камеры сгорания; 2 — топливопровод; 3 — воздухозаборник; 4 — выход; 5 — трансмиссия типа «Хидромэтик»; 6 — дифференциал; 7 — ближайшая точка привода оси.

холостого хода двигателя. Первый из них с числом оборотов около 12 000 об/мин соответствует стоянке автомобиля, второй, более высокий, с числом оборотов около 17 000 об/мин обеспечивает нормальную езду с хорошим разгоном при наличии остановок и трогания с места.

Можно также отметить, что в двигателе GT-305 применяются две индивидуальные камеры сгорания вместо четырех, использовавшихся в двигателе GT-304. Это обеспечивает экономию места, а также более высокую скорость потока в каждой форсунке, что повышает эффективность сгорания.

Характеристика двигателя. Величина мощности двигателя GT-305, его крутящий момент и удельный расход топлива, полученные в процессе испытаний, приведены в табл. 6, из которой видно, что максимальная мощность двигателя несколько превосходит расчетное значение (225 э. л. с.)

Таблица 6

Характеристика газотурбинного двигателя GT-305

Число оборотов выходного вала, об/мин	Эффективная мощность, э. л. с.	Крутящий момент, кгм	Удельный расход топлива (с регенера- тором В), кг/л. с. час
500	63	91,2	0,363
1000	117	82,9	0,295
2000	185	67,7	0,275
3000	220	54,5	0,261
3700	230	45,6	0,250
4000	228	41,5	0,250
4500	220	35,9	0,261

Отношение величин крутящего момента на режимах минимально возможного устойчивого числа оборотов и максимального крутящего момента составляет 2,25, минимальный измеренный расход топлива — 0,25 кг/л. с. час.

Достижения в области экономии топлива у автомобильных газотурбинных двигателей фирмы «Дженерал Моторс» серии GT видны из данных, приведенных в табл. 7.

Эти данные относятся как к существующим двигателям GT-300, GT-304 и GT-305, так и к вновь проектируемым GT-30X и GT-30XX. Если, как утверждают, предполагаемые значения удельного расхода топлива двух новых двигателей действительно будут получены, то указанные газотурбинные двигатели будут по топливу экономичнее бензиновых.

Температура газа на выходе из двигателя GT-305 в случае применения регенератора А, использовавшегося на всех стадиях доводки, изменялась практически линейно от 165°С при мощности двигателя 50 э. л. с. до

257°С при полной мощности двигателя, т. е. при 230 э. л. с. При применении улучшенного регенератора В, проходящего в настоящее время испытания, эти значения снизятся соответственно до 154 и 235°С. Степень регенерации теплообменника В в диапазоне мощностей от 75 до 230 э. л. с. составляет 0,90.

Таблица 7

Улучшение экономичности газотурбинных двигателей

Год	1953	1955	1958—1959	19Х	19ХХ
Модель	GT-300	GT 304	GT-305	GT-30X	GT-30XX
Удельный расход топлива, кг/э. л. с. час	0,740	0,349	0,250	0,195	0,177
К. п. д. компрессора	0,68	0,75	0,78	0,82	0,82
К. п. д. турбины	0,80	0,84	0,84	0,86	0,86
К. п. д. силовой турбины . . .	0,81	0,73	0,81	0,83	0,83
Степень регенерации теплообменника . .	—	0,76	0,90	0,92	0,92
Температура газа на входе в турбину, °С .	816	885	899	899	1010

Пусковые устройства и управление. Двигатель GT-305 в том виде, в каком он устанавливается на автомобиле «Файербэрд III», запускается простым нажатием кнопки. Быстродействующий выключатель замыкает реле, подающее ток к пусковому мотору, воздушной помпе топливных форсунок, соленоидам системы зажигания и топливной системы. После того как двигатель начинает работать самостоятельно, пусковое реле отключается, и далее двигатель выходит на режим холостого хода. Весь процесс запуска занимает около 10 сек. Если во время

запуска возникает какая-либо ненормальность в работе, топливная и электрическая системы автоматически выключаются.

Действия водителя, связанные с управлением дросселем, передаются топливному регулятору двигателя при помощи системы управления. Регулятор обеспечивает подачу топлива при постоянных условиях. Он работает совместно с регулятором приемистости, ограничивая температуру газа на входе в турбину на переходных режимах. Топливный соленоид автоматически закрывается, если число оборотов силовой турбины превышает предельно выбранное число оборотов.

7

Г Л А В А

СВОБОДНОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ТУРБИНОЙ

Чтобы преодолеть неэкономичность, присущую простой газовой турбине, а также ее недостаток, заключающийся в том, что при относительно высокой мощности компрессора и турбины, необходимой для создания полезного эффекта, только часть мощности, вырабатываемой турбиной, идет на привод, были исследованы более экономичные способы генерирования горячего газа при повышенном давлении. Возможно, что наиболее обещающий способ заключается в использовании выхлопных газов поршневого двигателя для привода газовой турбины, а не для создания полезной мощности. Этот способ резко отличается от обычного использования газовой турбины, работающей на выхлопных газах, для привода центробежного компрессора, который повышает давление входящего в двигатель воздуха, т. е. наддувает двигатель. В этом случае утилизируется только энергия отработанного газа, в то время как в предыдущем случае поршневой двигатель работает как газогенератор для турбины, создающей всю полезную мощность.

Использование двигателя Дизеля в качестве газогенератора

Поскольку современный двигатель Дизеля имеет относительно высокий термический к. п. д., в модифицированном виде его применяют в качестве газогенератора.

Выше было показано, что термический к. п. д. простой газовой турбины с относительно высокой температурой газа на входе ($850-900^{\circ}\text{C}$) составляет $0,13-0,16$, в то время как диапазон изменения термического к. п. д. у типичного быстроходного дизеля составляет $0,40-0,45$.

Если этот двигатель используется в качестве генератора горячего газа для турбины, то единственными потерями тепловой энергии будут потери в потоке газа и потери в турбине. Максимальный к. п. д. комбинированной дизель-турбинной установки составит $0,32-0,37$, что примерно в 2 раза выше к. п. д. самой лучшей газовой турбины. Таким образом, расход топлива у комбинированной дизель-газотурбинной установки будет составлять около $\frac{1}{2}$ расхода топлива в газовой турбине и будет заметно меньше, чем у сравнимого бензинового двигателя. Практическим примером применения этого принципа является двухтактный двигатель Зульцера с большим наддувом, который работает по циклу Гетаверкен, названному так Иоганнсенom из Гетаверкена (Швеция).

На основании данных по двигателю Зульцера в работе [69] показано, что при стандартных условиях к. п. д. двигателя составляет около $0,49$. Эта величина примерно на $0,23$ превышает к. п. д. эквивалентной газовой турбины, если принять, что она работает в условиях, когда температура газа на входе составляет 515°C .

Преимущества схемы дизель-газогенератор

Основными преимуществами схемы, основанной на применении дизеля в качестве газогенератора для газовой турбины, являются:

1. Более высокий термический к. п. д., чем у двигателя со свободной турбиной (даже если он имеет регенератор), что соответствует экономии топлива на $50-70\%$.

2. Количество воздуха, потребное для продувки двигателя, охлаждения и т. д., лишь в $2-2,5$ раза больше, в то время как в газовой турбине для сгорания и охлаждения газов требуется воздуха вдвое больше.

3. Вал турбины можно изготовить более легким, так как он не несет таких тяжелых нагрузок, как вал турбокомпрессора простого газотурбинного двигателя.

4. Управление двигателем проще, так как необходимо только регулировать подачу топлива в двигатель.

5. Нет необходимости работать при высоких температурах, таких, например, как температура лопаток современных газовых турбин, т. е. $750-850^{\circ}\text{C}$. Это объясняется тем, что максимальный к. п. д., достигающий 0,30, может быть получен при температуре газа на входе в турбину $500-550^{\circ}\text{C}$. Поэтому для лопаток турбин и диска ротора могут быть использованы более дешевые металлы и сплавы.

Некоторые недостатки

Наряду с упомянутыми преимуществами дизель-газотурбинной установки необходимо также указать на ее определенные производственные и эксплуатационные недостатки. К ним относятся:

1. Вся установка состоит из двигателя Дизеля, компрессора (для наддува и продувки) и газовой турбины. Поэтому она более сложная и громоздкая, чем простая газовая турбина. Однако с такими усовершенствованиями, как многоступенчатый компрессор, регенератор и др., которые необходимы для того, чтобы получить сравнимые величины термического к. п. д., газовая турбина будет иметь тот же недостаток.

2. Из-за большого количества перемещающихся возвратно-поступательно и скользящих деталей ремонт дизель-газотурбинной установки, вероятно, будет более частым и дорогим по сравнению с газовой турбиной.

3. Производство дизель-газотурбинной установки, вероятно, будет более дорогим по сравнению с газовой турбиной. Однако выигрыш в экономии топлива, получаемый в течение длительного периода работы, компенсировал бы этот недостаток.

4. Для дизеля потребуется жидкостная или воздушная система охлаждения. Это вызывает дополнительные затраты, а также делает установку более громоздкой по сравнению с газовой турбиной.

Из приведенного выше краткого перечня элементов и достоинств комбинированной дизель-газотурбинной установки можно сделать заключение, что, будучи, несомненно, намного более экономичной по сравнению с лучшей современной газовой турбиной, эта установка,

видимо, будет дороже обходиться в производстве, будет более громоздкой и потребует значительно большего внимания при ремонте. Регулировка нагрузки или числа оборотов, вероятно, будет упрощена. Для деталей турбины, работающих в условиях высоких температур, можно будет применять более дешевые материалы. При относительно низком уровне температур в турбине проблемы охлаждения и термических деформаций также будут упрощены.

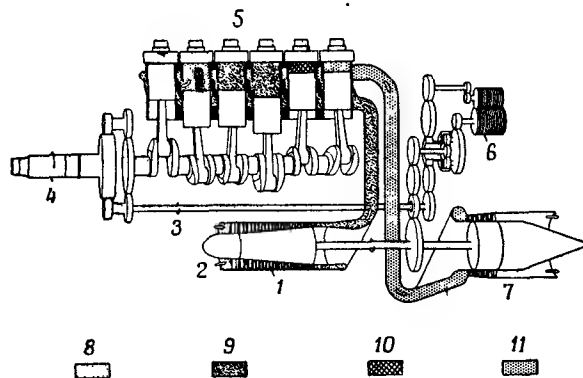
Следует отметить, что расход смазочного масла у комбинированной установки будет больше, чем у современных газовых турбин.

Применение силовой установки такого типа представляется наиболее подходящим для потребителей мощности, спроектированных для продолжительной работы в течение длительного периода времени, при этом экономия в стоимости топлива превысит первоначальные высокие производственные затраты и большую стоимость смазочного масла. Более мягкая передача момента у газовой турбины явится также еще одним дополнительным преимуществом на стартовых режимах.

Пример комбинированного дизель-газотурбинного двигателя

Лучшим примером такого типа силовой установки является, вероятно, авиационный двигатель «Непир Номада». Это двигатель, который имеет значительно большую экономичность, чем любой авиационный бензиновый или газотурбинный двигатель. Принцип работы его схематически показан на фиг. 97. Здесь изображен один блок цилиндров двенадцатцилиндрового двухтактного двигателя Дизеля, имеющего регулируемые поршнями впускные и выхлопные отверстия. Выхлопные газы из двигателя с высокой степенью повышения давления и наддувом поступают в трехступенчатую турбину, которая приводит в действие двенадцатиступенчатый осевой компрессор, показанный внизу слева. Турбина через зубчатую передачу передает мощность пустотелому валу, который другим своим концом (крайний с левой стороны) приводит вал винта. Компрессор

подает воздух высокого давления в цилиндры двигателя для их продувки и наддува, как это показано стрелками в подающем канале компрессора. При малом числе оборотов, когда мощность, получаемая от турбины, недостаточна для привода компрессора с нужным числом



Фиг. 97. Схематическое устройство комбинированной силовой установки «Непир Номада», состоящей из дизеля и газовой турбины.

1 — осевой компрессор; 2 — вход воздуха; 3 — пустотелый вал (привод турбины); 4 — вал винта; 5 — двенадцатичилиндровый двухтактный дизель; 6 — редуктор; 7 — турбина; 8 — воздух на входе в компрессор; 9 — воздух после сжатия в осевом компрессоре; 10 — воздух после сжатия в поршневом двигателе; 11 — выхлопные газы двигателя.

оборотов, к валу компрессора через коробку скоростей с переменным передаточным отношением подается дополнительная мощность.

Двигатель «Непир Номада» имеет следующие основные параметры: диаметр цилиндра 152,3 мм, ход поршня 187,2 мм, общий объем цилиндров 41,1 л; полная степень повышения давления 31,5; степень расширения 24; давление воздуха на входе в двигатель 6,24 кг/см²; среднее эффективное давление 14,4 кг/см²; максимальная мощность 3135 э. л. с., или 76 л. с./л; удельный вес 0,531 кг/л. с.; удельный расход топлива при максимальной мощности 0,157 кг/л. с. час, на крейсерском режиме он снижается до 0,149 кг/л. с. час,

Свободнопоршневой двигатель

Несмотря на то что двигатель Дизеля, будучи использован в качестве газогенератора, дает возможность получать относительно высокие значения термического к. п. д., ему свойственны и перечисленные выше недостатки. Основной из них заключается в необходимости иметь поршни, соединяющие стержни, распределительный и коленчатый валы и многочисленные клапанные устройства, которые увеличивают стоимость, повышают сложность и увеличивают время ремонта газогенератора, выполненного по такой схеме.

Чтобы преодолеть или свести к минимуму эти недостатки, совсем недавно на основании ранних сообщений об этом принципе был создан двигатель, известный под названием *свободнопоршневого*. Так, еще в 1857 г. [70] во Флоренции (Италия) Е. Барзанти и Ф. Маттеуччи получили временный патент № 1655 на газовую турбину свободнопоршневого типа, работающую при атмосферном давлении. В дальнейшем этот принцип использовали Ланген и Отто (1864 г.), Джиллес (1874 г.), Робсон (1881 г.) и другие. Наконец, французским изобретателем Пескара был создан современный вариант этого двигателя; Пескара начал свои эксперименты со свободнопоршневыми двигателями в 1922 г. и в 1925 г. создал первый свободнопоршневой компрессор. В этом двигателе в качестве топлива использовался бензин. Второй двигатель, построенный в 1928 г., работал по циклу Дизеля и запускался воздухом высокого давления, который подавался в цилиндры компрессора. Затем в дальнейшем он был усовершенствован. И совсем недавно двигатели, предназначенные как для сжатия воздуха, так и для генерации газа, основанные на первоначальном замысле и экспериментах Пескара, стали более широко применяться в промышленности, особенно для больших силовых установок мощностью 500 л. с. и выше.

В этой связи следует упомянуть о свободнопоршневых газогенераторах типа «Пескара», изготовленных по лицензии фирмой «А. Мунтц энд К°» в Англии. Газогенератор, построенный в 1954 г., имел максимальную

мощность 420 газовых л. с.¹⁾ при непрерывной работе и давлении подачи $4,21 \text{ кг/см}^2$. Он приводил в движение газовую турбину с к. п. д. 0,89 и мощностью на валу 350—370 э. л. с. Этот свободнопоршневой двигатель работал с частотой движения поршней 1000 циклов в минуту. Генерируемый газ подавался в газовую турбину при давлении $4,14 \text{ кг/см}^2$ и температуре 465°C . Этот газогенератор был сравнительно тяжелым и использовался в основном в промышленности. Его действительный удельный вес составлял $4,54 \text{ кг}$ на газовую л. с.

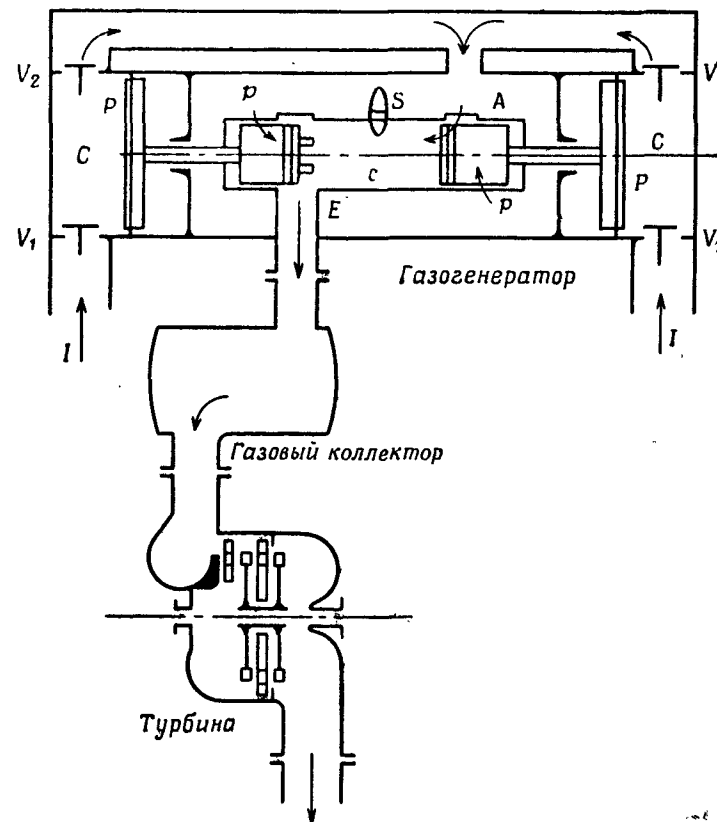
Что же касается применения свободнопоршневого газогенератора для меньших двигателей, рассматривающихся в этой книге, а именно небольших промышленных и автомобильных двигателей, то можно упомянуть, что компании «Дженерал Моторс» и «Форд» в Америке осуществили широкие программы исследований этого типа двигателя, который более полно будет описан в данной главе несколько позже.

Принцип действия

Принцип действия свободнопоршневого газогенератора показан на фиг. 98 [73], где изображена схема двухтактного дизеля с противоположным расположением поршней. Воздух в двигатель поступает через входное отверстие A , а газ выходит через E . Каждая из двух поршневых групп состоит из внешнего большого поршня P , расположенного в своем цилиндре C , и малого (силового) поршня p , расположенного в малом цилиндре c . Большой и малый поршни жестко связаны при помощи одного штока. В тот момент, когда два поршня p находятся на наиболее близком расстоянии друг от друга, воздух в цилиндре c полностью сжат; в это время при помощи обычной топливной форсунки впрыскивается топливо в распыленном виде в пространство между поршнями, которое в данном случае используется в качестве камеры сгорания. По мере сгорания топлива температура

¹⁾ Газовая лошадиная сила представляет собой единицу мощности турбины при ее к. п. д., равном 1,0.

и давление газа, находящегося в камере сгорания, повышаются. При этом на поршни p начинают действовать силы, направленные наружу. Это происходит до



Фиг. 98. Схема свободнопоршневого двигателя типа «Двзель».

тех пор, пока левый поршень не откроет выхлопное отверстие E , а правый несколько позднее — входное отверстие A . В результате такого перемещения поршней сжатый воздух поступает в цилиндр c и вытесняет оставшиеся в нем выхлопные газы через отверстие E . Часть

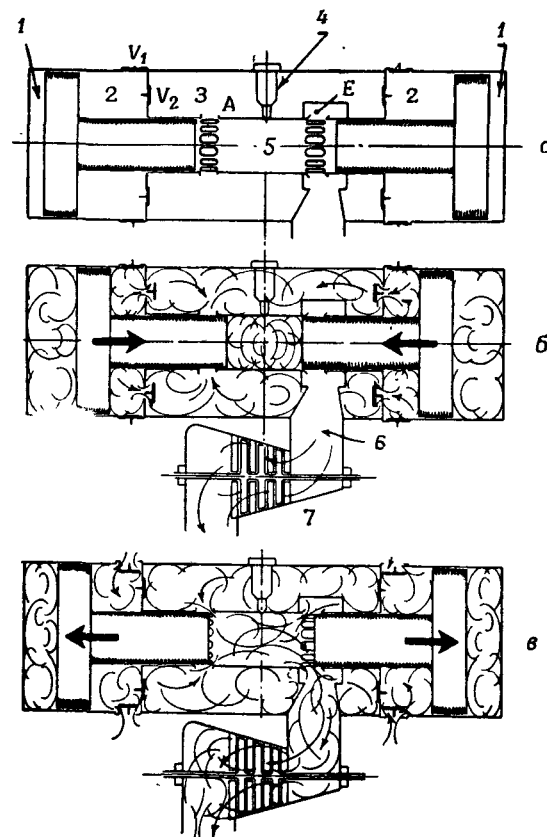
этого продувочного воздуха выходит вместе с выхлопными газами и поступает в газовый коллектор, а затем вместе с газами — в сопловые и рабочие каналы газовой турбины.

Воздух для нагнетания и продувки подается большими поршнями и их цилиндрами. Этот процесс управляется впускными V_1 и выпускными V_2 клапанами. Подвод воздуха к клапанам V_1 обозначен цифрой 1. Перемещение малых поршней p наружу во время рабочего цикла вызывает передвижение в том же направлении больших поршней P . При этом происходит сжатие воздуха, поступившего в цилиндры C через впускные клапаны V_1 во время предыдущего хода малых поршней p внутрь. Сжатый воздух подводится к цилиндру c дизеля через клапаны одностороннего действия V_2 , когда правый поршень открывает отверстие A . Компрессорные поршни P не могут дойти до внешних концов своих цилиндров, так как в каждом «мертвом» объеме образуется необходимая воздушная подушка. Энергия сжатия этого воздуха используется для того, чтобы вернуть поршни в исходное положение, точно так же, как это имеет место с маховиком Дизеля. Необходимо снабдить каждый компрессионный поршень расширительным устройством или открытым поршнем, работающим в расширительном цилиндре. Этот цилиндр-«подушка» действует в качестве компенсатора для цилиндра, в котором происходит сжатие воздуха. Он обеспечивает постоянство возвратной энергии, идущей на сжатие воздуха в цилиндре c , при любых длинах ходов поршней.

Необходимо обеспечить механическую связь или связующее устройство между поршнями двигателя, чтобы они двигались как внутрь, так и наружу симметрично относительно центральной плоскости цилиндра. Это должен быть легкий механизм, состоящий из двух качающихся валов и двух пар соединительных звеньев; иногда используется параллелограммное соединение. Так как этот механизм, следящий за фазами перемещения поршней, необходим для того, чтобы уничтожить эффект различия в трении поршней, а также для привода насоса топливной форсунки и органов управления, на это требуется затратить очень мало энергии.

Свободнопоршневой двигатель с внутренним потоком

На фиг. 99, а показан принцип работы улучшенного свободнопоршневого двигателя с внутренним потоком



Фиг. 99. Схема работы свободнопоршневого газогенератора («Дженерал Моторс»).

1 — амортизационный цилиндр; 2 — компрессионный цилиндр; 3 — воздушный резервуар; 4 — форсунка; 5 — силовой цилиндр; 6 — выхлопной канал; 7 — газовая турбина.

сжатого воздуха [74], который используется во многих конструкциях, например в автомобильном двигателе

«Хайпрекс» фирмы «Дженерал Моторс». На фиг. 99, *а* поршни показаны в крайних наружных положениях, причем как выходное, так и входное отверстия открыты; это соответствует начальному положению поршней. Далее будет показано, что при этом все клапаны закрыты. Здесь следует упомянуть, что все клапаны — автоматические, одностороннего действия, так что для них не предусмотрено никакого механического привода, осуществить который было бы исключительно трудно, так как ходы поршней непостоянны.

Двигатель запускается в положении, показанном на фиг. 99, *а*, путем подачи сжатого воздуха в цилиндры «подушки», или амортизационные цилиндры. В результате этого поршни двигаются внутрь, перекрывая входное и выходное отверстия цилиндра и сжимая таким образом воздух в пространстве между поршнями. Одновременно с этим увеличивается давление в компрессионных цилиндрах, в которых работают большие поршни. Таким образом, впускные воздушные клапаны V_1 поддерживаются в закрытом положении, а выпускные клапаны V_2 открываются под действием давления воздуха, поступающего в камеру, который стремится заполнить меньший цилиндр двигателя, когда его входные отверстия *A* откроются левым поршнем. Затем все происходит в такой же последовательности, как об этом говорилось при рассмотрении фиг. 99, однако видно, что отверстия *A* и *E* находятся здесь на противоположных сторонах цилиндра. На фиг. 99, *б* показаны такты сжатия поршней, перемещающихся внутрь, причем видны следы газов, выпущенных во время предыдущего рабочего такта, которые идут по выхлопному каналу и далее через трехступенчатую турбину. Конец последующего рабочего такта после зажигания топлива показан на фиг. 99, *в*. Выходные отверстия *E* открыты, а отверстия для входа и продувки воздуха *A* лишь начинают открываться. Здесь показано, как выхлопные газы с примесью продувочного воздуха проходят через турбину, создавая полезную мощность.

Регулирование скорости. Амортизационные цилиндры свободнопоршневого двигателя действуют как воздушные пружины, причем их частота зависит от количе-

ства воздуха, находящегося в цилиндрах. Из этого следует, что скорость при возвратно-поступательном движении двигателя, которая зависит от массы возвратно-поступательно перемещающихся частей, т. е. поршневой группы, а также от скорости действия воздушной пружины, может изменяться путем изменения количества воздуха в амортизационных цилиндрах. Этот метод регулирования применяется для изменения скорости двигателя. Типичным примером использования этого принципа является двигатель «Хайпрекс» [74], который включает *стабилизирующий механизм*, состоящий главным образом из двухходового воздушного клапана, который позволяет воздуху проходить из амортизационных цилиндров в воздушный резервуар (фиг. 99, *а*). В течение одного полного цикла работы двигателя имеются периоды времени, когда давление в воздушном резервуаре выше мгновенного давления в амортизационных цилиндрах; в другие периоды времени наблюдается обратная картина. В случае если необходимо увеличить скорость двигателя, действие стабилизирующего механизма сводится к перепуску определенного количества воздуха из воздушного резервуара в амортизационные цилиндры; при этом давление в них увеличивается. Это вызывает увеличение скорости действия воздушных пружин, что в свою очередь приводит к движению поршней с большей частотой. Для уменьшения скорости двигателя давление воздуха в амортизационных цилиндрах нужно уменьшить.

Регулирование мощности. Количество подаваемого в силовую турбину газа частично зависит от скорости двигателя, которая регулируется скоростью действия воздушных пружин в амортизационных цилиндрах, а также от переменной величины хода поршней. В этой связи можно показать, что относительно небольшое изменение величины хода поршней приводит к значительному изменению количества нагнетаемого воздуха. Так, разность между минимальным и максимальным положениями наружной мертвой точки может на 45% изменить количество воздуха, подаваемого двигателем «Хайпрекс».

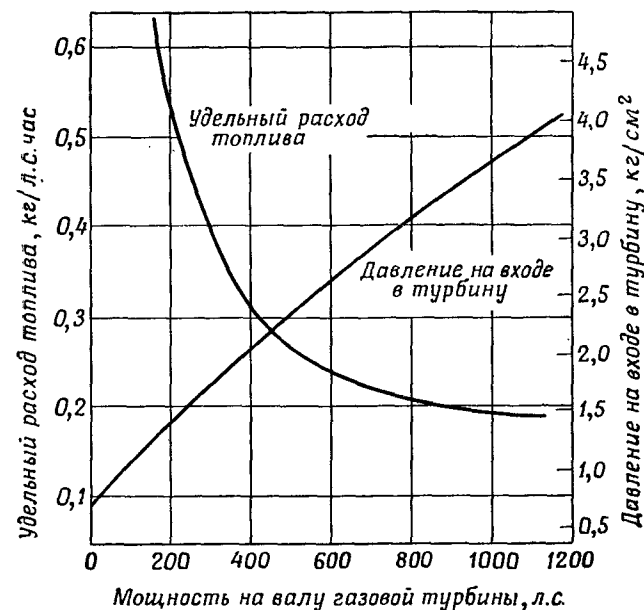
Первоначальную величину хода поршней можно изменить путем изменения количества топлива, впрыскиваемого за один ход, что, безусловно, является обычным методом регулирования мощности дизеля. *Количество подаваемого топлива* сильно влияет на положение *наружной мертвой точки*, в то время как *давление в амортизационном цилиндре* влияет на положение *внутренней мертвой точки* и в меньшей степени на положение *наружной*.

Упомянутый ранее стабилизирующий механизм обеспечивает соответствие давления воздуха в амортизационных цилиндрах количеству топлива, подаваемого за один ход. При этом двигатель будет работать в желаемых пределах хода поршня. Так, если давление воздуха в амортизационных цилиндрах слишком мало в соответствии с количеством впрыскиваемого топлива, то поршни могут перемещаться слишком далеко в наружном направлении и ударяться о дно амортизационных цилиндров. С другой стороны, если давление воздуха в амортизационных цилиндрах слишком велико, ход поршней будет слишком мал и двигатель перестанет работать.

Расход топлива. На фиг. 100 показана зависимость удельного расхода топлива от мощности для типичного свободнопоршневого двигателя GS-34 по данным испытаний, проведенных фирмой «Дженерал Моторс». На этом графике показана также величина соответствующего давления на входе в турбину. Из приведенных данных видно, что величина удельного расхода топлива непрерывно снижается от малых значений мощности к максимальным значениям порядка 1000 э. л. с., где она составляет 0,193 кг/э. л. с. час. У более новых двигателей кривая этой зависимости проходит ниже.

Работа при частичной нагрузке. Термический к. п. д. свободнопоршневого двигателя дизельного типа при частичных нагрузках относительно низок; об этом можно судить по высоким значениям удельного расхода топлива, как видно из графика фиг. 100. Во многих случаях двигатель этого типа не будет работать при нагрузках, меньших $\frac{1}{4}$ максимальной. Поэтому в более ранних двигателях было необходимо перепускать часть выхлопных газов в атмосферу в случае, если турбина должна была

работать при нагрузках, меньших $\frac{1}{4}$ полной. Вследствие этого при малых относительных нагрузках удельный расход топлива у свободнопоршневого двигателя сравнительно высок; он выше, чем у простой газовой турбины. Для повышения экономичности при частичных нагрузках и на холостом ходу можно применить один метод, известный под названием *рециркуляция*. Он заключается



Фиг. 100. Зависимость удельного расхода топлива от мощности свободнопоршневого двигателя GS-34.

в перепуске части воздуха из воздушного резервуара обратно на вход в компрессор. Этот метод имеет два преимущества: 1) повышается температура воздуха на входе в компрессор при частичных нагрузках; при этом становится возможным сгорание при степенях сжатия порядка 10; 2) уменьшается количество воздуха, подаваемого компрессором. Иногда применяются и другие методы, основанные, например, на применении регулятора.

Степень повышения давления. Так как работа свободнопоршневого двигателя происходит в условиях переменной величины хода поршней, зависящей от величины нагрузки или мощности, то и значение степени повышения давления изменяется в соответствии с изменением мощности. Степень сжатия достигает минимальной величины при самом малом ходе поршня и максимальной — при самом большом. Так, в типичном случае степень повышения давления при практически минимальной мощности составляла около 10, при мощности, равной половине максимальной, 25 и при максимальной 50. Для двух последних значений степени повышения давления соответствующие замеренные величины термического к. п. д. были довольно высокими — порядка 0,45—0,50.

При самых высоких значениях степени повышения давления давление сжатия составляет 70,2—84,2 кг/см², а начальное давление сгорания после впрыска топлива равно примерно 140,4 кг/см².

Скорость двигателя. Рабочая скорость свободнопоршневого двигателя выражается числом полных циклов работы в минуту. Эти скорости, которые, как указывалось ранее, можно регулировать, довольно низкие для больших промышленных двигателей, порядка 350—650 циклов в минуту для двигателей мощностью 1000—2000 газовых л. с. Для небольших двигателей мощностью 200—300 газовых л. с. скорости колеблются в пределах от 1500 циклов в минуту для промышленных двигателей до 2500 циклов в минуту для автомобильных двигателей, с возможным дальнейшим увеличением приблизительно до 8000 циклов в минуту и даже более.

Крутящий момент. Поскольку полезная мощность создается газовой турбиной, свободнопоршневой двигатель имеет очень высокие характеристики крутящего момента на низких скоростях. Поэтому для автомобильного двигателя обычно требуется только двухступенчатая реверсивная коробка.

Отношение мощности к весу двигателя. Можно создать легкие свободнопоршневые двигатели, которые в зависимости от способа выработки энергии будут иметь вес 1,36—2,27 кг на 1 л. с. Эти двигатели будут такими же легкими, как лучшие автомобильные бензиновые дви-

гатели, и значительно более легкими, чем нынешние высокоскоростные дизели, которые весят 4,08—5,45 кг на 1 л. с.

Характеристика разгона. В отличие от простого газотурбинного двигателя, у которого инерция компрессора и турбины ухудшает его разгон после открытия дросселя, свободнопоршневой двигатель быстро реагирует на открытие дросселя. Это объясняется тем, что у агрегата с возвратно-поступательным движением частей расход генерируемого газа с момента открытия дросселя на режиме холостого хода возрастает быстрее, чем у газотурбинного двигателя. Однако необходимо регулировать скорость для того, чтобы поршни могли ускоряться быстрее. Эта проблема сейчас уже разрешена удовлетворительно, так что быстрое ускорение происходит сразу же после открытия дросселя. Основным фактором, ограничивающим быстрый разгон двигателя, является инерция ротора турбины. Однако, в связи с тем что у свободнопоршневого двигателя рабочая температура ниже, чем у простого газотурбинного, при более легкой турбине могут быть получены те же самые напряжения.

Когда расход топлива через форсунку уменьшается, двигатель быстро реагирует на это, так же как и обычный дизель, и происходит быстро сброс оборотов. Если же подачу топлива прекратить, то двигатель остановится через несколько ходов поршня, в зависимости от инерции турбины и редуктора.

Простота крепления двигателя. Благодаря тому что в свободнопоршневом двигателе поршни работают так же, как и в дизеле с противоположным расположением поршней, двигатель уравновешен почти идеально; единственная причина неуравновешенности заключается в инерции газа. Таким образом, двигатель работает очень мягко, без вибраций. Турбина идеально уравновешена и поэтому позволяет выполнить крепление двигателя легким, так как оно должно воспринимать только вес двигателя и любые возможные деформации, вызываемые термическими напряжениями, или в случае остановки двигателя на автомобиле деформации рамы шасси.

Расположение частей двигателя. В случаях, подобных применению двигателя на автомобиле, где может

оказаться более удобным разместить отдельно газогенератор или свободнопоршневой агрегат и газовую турбину, это легко может быть выполнено при помощи подходящего теплоизолированного трубопровода. Тогда газогенератор может быть расположен на обычном месте двигателя под капотом, в то время как турбины с коробкой передач могут быть размещены в задней части автомобиля, вблизи задних колес. Таким образом, нет необходимости в наличии какой-либо механической связи между газогенератором и турбиной. Далее, так как разбавленные выхлопные газы, еще содержащие большое количество воздуха, выходят из газогенератора при относительно низкой температуре, более низкой, чем у обычного бензинового двигателя, конструкция соединительного трубопровода между свободнопоршневым двигателем и турбиной отличается простотой с точки зрения учета термического расширения.

Широкий выбор топлив для двигателя. Была проведена большая экспериментальная работа в области свободнопоршневых двигателей, работающих на самых различных топливах, таких, например, как различные виды бензина, керосин, дизельное топливо, тяжелые топливные масла, растительные масла, например хлопковое и арахисовое. Двигатели также хорошо работали на рыбьем жире. Результаты испытаний показали, что эти двигатели с правильно сконструированным топливоподающим оборудованием будут работать одинаково хорошо как на неочищенном масле, так и на высокооктановом бензине. При этом мощность двигателя возрастала по мере увеличения теплотворной способности используемого топлива.

Можно упомянуть, что зафиксировано несколько тысяч часов удовлетворительной работы свободнопоршневых двигателей на тяжелых дизельных топливах с содержанием серы до 4%.

Скорости поршней, потери тепла и т. д. Можно показать, что скорость поршней во время рабочего такта (хода в наружную сторону) значительно больше (на протяжении большей части хода поршня) скорости поршня во время возвратного такта (или хода во внутреннюю сторону), происходящего за счет действия амор-

тизационного цилиндра. Далее можно показать также что в свободнопоршневом двигателе скорость поршня очень быстро падает до нуля на внутреннем конце возвратного хода, но в начале следующего рабочего хода она может увеличиваться еще быстрее.

Вследствие значительно меньшей скорости во время холостого хода воздух может поступать в цилиндр в течение *относительно большого промежутка времени*. Поэтому *коэффициент наполнения здесь выше*, чем для обычного дизеля с противоположным расположением поршней, у которого скорость перемещения поршней внутрь значительно больше. В сравнимом случае поршень дизеля в середине своего хода во внутреннюю сторону имел скорость на 33% большую, чем у эквивалентного ему свободнопоршневого двигателя с равным ходом.

Быстрое увеличение скорости поршня в начальный период рабочего такта приводит к тому, что горячие газы имеют меньше времени на теплоотдачу к стенкам цилиндра. Поэтому потери тепла сокращаются, и система охлаждения двигателя должна отводить меньшее количество тепла.

Преимущества свободнопоршневого двигателя Дизеля

Рассмотренные ранее особенности свободнопоршневого двигателя со специальными ссылками на процесс двухтактного дизеля, у которого управление входными и выходными отверстиями производится при помощи поршня, показывают, что двигатель этого типа имеет следующие преимущества:

1. Значительно более высокий термический к. п. д. по сравнению с лучшими сравнимыми газовыми турбинами в классе двигателей малой мощности, поэтому удельный расход топлива будет намного меньшим.

2. Отсутствие коленчатых валов, соединительных стержней, клапанов и клапанного устройства обычного дизеля.

3. Отличная уравновешенность двигателя, более спокойная работа, практически без вибраций.

4. Значительно более низкие рабочие температуры на входе в турбину по сравнению с обычной газовой турбиной.

5. Более высокий возможный коэффициент наполнения, чем у обычного дизеля.

6. Значительно меньший вес на 1 л. с., чем у сравнимого дизеля.

7. Упрощенные способы крепления двигателя.

8. Намного меньшая задержка разгона по сравнению с газовой турбиной.

9. Отличные значения крутящего момента на режимах минимальных устойчивых оборотов и малых оборотов.

10. В случае если это необходимо, газогенератор (свободнопоршневой агрегат) может быть установлен отдельно от силового агрегата (газовой турбины).

Некоторые недостатки, которые необходимо устранить

Основным недостатком свободнопоршневого двигателя является его низкий термический к. п. д. на режимах малой мощности, что приводит к очень большому расходу топлива на этих режимах. Однако с введением подходящей рециркуляционной системы к. п. д. на режимах частичного дросселирования может быть значительно улучшен.

По сравнению с газотурбинным двигателем с регенератором комбинация свободнопоршневого двигателя с газовой турбиной требует более тщательного ремонта, особенно поршней, поршневых колец и цилиндров, а также клапанов одностороннего действия, если это обычные управляемые пружиной тарельчатые клапаны.

Свободнопоршневой двигатель имеет гораздо более узкий диапазон скоростей, чем обычный двигатель с коленчатым валом. Его скорость на холостом ходу не может быть уменьшена до скорости обычного поршневого двигателя.

Можно отметить, что шум, вызываемый выхлопными газами, поступающими на газовую турбину, довольно низкий. Двигатель работает значительно спокойнее, чем свободнопоршневой двигатель с воздушным компрес-

сором. У автомобильного двигателя «Хайпрекс», который имеет пятиступенчатую турбину, нет необходимости устанавливать шумоглушитель выхлопных газов. Тем не менее, на входе воздуха и от клапанов возникает шум, если не предусмотреть соответствующих шумоглушающих устройств.

Иногда запуск свободнопоршневого двигателя может оказаться трудным, так как у него нет маховика, который обеспечивал бы энергию для последующих циклов, если двигатель не запустится на первом цикле. В этой связи второй цикл является самым решающим, так как органы управления должны быстро среагировать и отрегулировать давление в амортизационном цилиндре в соответствии с подаваемым топливом, иначе двигатель остановится.

Применение свободнопоршневых двигателей

Несмотря на то что на ранней стадии развития свободнопоршневой двигатель применяли главным образом в воздушных компрессорах и гидравлических помпах, только недавно его стали применять для привода газовой турбины. Промышленные свободнопоршневые газогенераторы стали выпускать после того, как был зарегистрирован патент Пескара (1922 г.); конструирование свободнопоршневых двигателей современного типа началось примерно в 1933 г. Видимо, самым первым двигателем этого типа является двигатель S. E. M. E.¹⁾; это был двигатель вертикального типа мощностью в 850 газовых л. с. После этого было выпущено несколько вертикальных и горизонтальных двигателей конструкции французской компании S. I. G. M. A.²⁾, которые были построены фирмой S. E. M. E. Затем был выпущен нашедший широкое применение в настоящее время газогенератор GS-34, который производится различными фирмами в разных странах, в том числе и

¹⁾ Société d'Etudes Mécaniques et Energétiques (Акционерное общество механических и энергетических исследований).

²⁾ Société Industrielle Générale de Mécanique Appliquée (Акционерное общество для промышленных применений механики).

в Англии¹⁾. Интересно отметить, что американская фирма «Дженерал Моторс» выпускает по лицензии свободнопоршневые двигатели системы Пескара. Поскольку невозможно рассмотреть все системы свободнопоршневых газогенераторов, находящихся в настоящее время в эксплуатации, многие из которых принадлежат к классу тяжелых двигателей большой мощности, здесь следует указать, что двигателями малой мощности являются: двигатель Мунтца CS-75 мощностью 420 газовых л. с., двигатель Рено G-12 мощностью 130—160 газовых л. с., двигатели фирмы «Фри пистон инжин» мощностью 250 газовых л. с.; автомобильные двигатели «Форд» 160 газовых л. с. и «Дженерал Моторс» 250 газовых л. с. Двигатель Мунтца CS-75 для привода электрогенераторных установок подает газ к трехступенчатой осевой турбине Бадворта мощностью 350 л. с. с максимальным числом оборотов 29 000 об/мин. Для обеспечения необходимого числа оборотов электрогенератора применяется двухступенчатый редуктор с шестернями со спиральными зубьями и передаточным отношением 19,3.

Так как наша задача ограничивается рассмотрением свободнопоршневых двигателей небольшой мощности, то ниже приводится описание типичных двигателей, которые в настоящее время усовершенствуются для установки на автомобилях компаний «Дженерал Моторс» и «Форд».

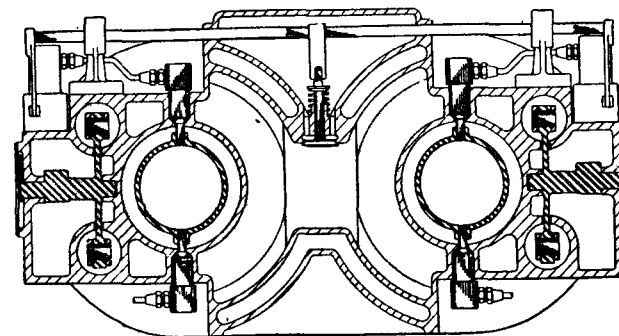
Двигатель «GMR-4-4-Хайпрекс» фирмы «Дженерал Моторс»

Этот двигатель мощностью 250 л. с. был специально спроектирован как автомобильный. После завершения лабораторных испытаний он был установлен на автомобильном шасси, специально сконструированном для дорожных испытаний.

До того как этот двигатель был спроектирован, компания «Дженерал Электрик» закончила доводку комбинированного газотурбинного двигателя Ригеля с противоположно расположенными поршнями [75]. Этот двигатель, известный под названием «Орион», развивает

¹⁾ «Аллан Мунтц энд К^о», Фелтхем, Мидлсекс.

мощность до 600 л. с. при удельном расходе топлива 0,227 кг/л. с. час. Он предназначался для установки на танке М-47. Экспериментальные исследования были проведены также на воздушно-компрессорных свободнопоршневых двигателях Мунтца Р-42 и «Сигма» Р-13, а также свободнопоршневых газогенераторах «Сигма» GS-34 и GM-14. Таким образом, к тому времени, как была завершена доводка двигателя «Хайпрекс», уже имелась наработка свыше 20 000 час.



Фиг. 101. Разрез двигателя «Хайпрекс» со спаренными цилиндрами фирмы «Дженерал Моторс».

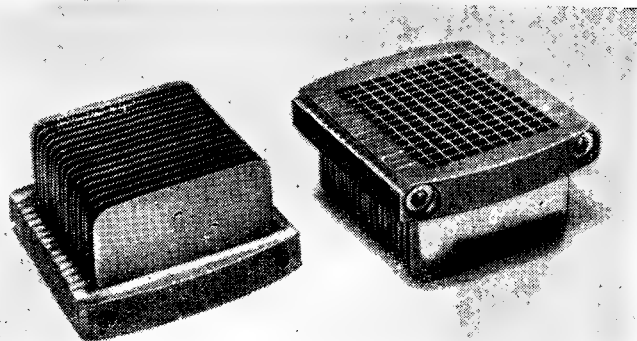
Выше были приведены сведения о некоторых особенностях и характеристиках этого двигателя [74], однако описание некоторых деталей, приводимое здесь, может представить интерес.

Свободнопоршневой двигатель мощностью 250 газовых л. с. имеет два силовых цилиндра диаметром 101,6 мм, расположенных по форме «снамских близнецов», как показано на фиг. 101. Диаметр компрессионных цилиндров составляет 279,4 мм, ход поршней — около 127 мм. Максимальная скорость была запроектирована соответствующей цикличности в 2400 ходов поршня в минуту, минимальная — около 1200 ходов в минуту.

Габариты свободнопоршневого газогенератора 1016 × 762 × 457 мм.

Двигатель имеет общий корпус воздухозаборника, общий воздушный резервуар для продувки цилиндров и близко расположенные выхлопные каналы.

Впускные и выпускные клапаны (фиг. 102) идентичны; каждый воздушный компрессор имеет по 8 впускных и по 6 выпускных клапанов. Во всех случаях использовались клапаны лепесткового типа, поскольку предыдущие испытания показали, что в этом случае получаются



Фиг. 102. Клапаны лепесткового типа, устанавливаемые на входе и выходе из компрессора.

наиболее высокие рабочая скорость и коэффициент наполнения. Корпуса клапанов были выполнены в виде отливок, а лопатки представляли собой простые стальные штамповки.

Стальные поршни были обычной конструкции с масляным охлаждением; это же масло использовалось для смазки других скользящих и вращающихся частей. Смазка малых (силовых) поршней осуществляется прямо со стенок цилиндра. Поршни были снабжены стальными стержнями с алюминиевым покрытием; в отличие от стержней с медным покрытием они не подвергались действию серы, содержащейся в топливе.

Для каждого цилиндра используются самостоятельный топливный насос и форсунка. Насос приводится в

действие от эксцентрика кулачкового механизма. Для всех свободнопоршневых двигателей весьма важно впрыснуть топливо быстро и в нужный момент, поскольку поршни быстро ускоряются от своих внутренних мертвых точек.

Дефазер. Успешная работа спаренного двигателя зависит от дефазера. Его назначением является поддержание поршневых групп в обоих цилиндрах, сдвинутыми на 180° по фазе, т. е. в противофазе. На этом двигателе применяется пневматическое устройство, получающее сигнал от давления в амортизационном цилиндре. Вообще действие этого механизма должно приводить к ускорению или замедлению движения одной группы поршней относительно другой, с тем чтобы поддерживать необходимую синхронность в их работе. Дефазер работал удовлетворительно на протяжении всех испытаний двигателя. Двигатель запускался при параллельной работе обоих цилиндров и затем в течение нескольких ходов поршней переводился на работу в противофазе.

Газовая турбина. В двигателе используется пятиступенчатая турбина осевого типа. Значения крутящего момента на минимальном устойчивом режиме такие, какие обычно бывают у подобной турбины, так что при малых скоростях она имеет отличное нарастание крутящего момента. Полезная мощность получается при помощи редуктора с передаточным отношением, равным 7. Редуктор при помощи болтов крепится прямо к передней части коробки скоростей. Поскольку ее передние элементы находятся в действии всегда, когда работает двигатель, некоторые агрегаты, как, например, электрический генератор, регулятор мощности и водяные насосы, приводятся непосредственно от коробки передач.

Проблема шума на входе. При использовании дефазера в спаренной конструкции обеспечивается всасывание воздуха через определенные промежутки времени, что создает в результате спокойные условия на входе в двигатель. Без хорошего дефазера оба цилиндра, вероятно, будут работать параллельно, что усложнит проблему шума на входе. Если дефазер не будет хорошо работать, на входе могут возникнуть периодические звуковые колебания. Объем между капотом двигателя и

внешней стороной самого корпуса действует в качестве демпфирующего объема между входными каналами автомобиля и лепестковыми клапанами на входе в двигатель. Вследствие значительно более узкого диапазона рабочих скоростей свободнопоршневого двигателя скорость на холостом ходу относительно высока по сравнению с поршневым двигателем. Однако шум, возникающий на входе воздуха в двигатель, может быть значительно уменьшен при использовании методов шумоглушения, таких, как введение промежуточных объемов и входных каналов.

Шум на выходе. У двигателя «Хайпрекс» уровень шума на выходе очень низкий, в основном вследствие низкой температуры выхлопных газов и выравнивания энергии на выходе из газогенератора пятиступенчатой турбиной. Поэтому в двигателе «Хайпрекс» нет необходимости использовать глушитель.

Запуск двигателя. Поршни фиксируются около своих наружных «мертвых точек», и сжатый воздух подается в пространство амортизационных цилиндров из баллонов. Затем поршни освобождаются и под давлением воздуха перемещаются по направлению к внутренним «мертвым точкам»; при этом воздух сжимается до высокого давления до тех пор, пока не будет вспрыснуто определенное количество топлива в пространство сгорания между поршнями. После этого включается регулирующее устройство, при помощи которого определяется необходимое давление в амортизационной «подушке», соответствующее количеству впрыскиваемого топлива, так чтобы не было обратного хода поршней. Если двигатель не запустился с первой попытки, то запуск необходимо повторить. Двигатель «Хайпрекс» прошел многочисленные испытания в ходе доводки и в работе с целью улучшения экономичности его элементов, в частности газовой турбины, а также улучшения характеристик при малых нагрузках и малых скоростях. Кроме того, этим самым были разрешены некоторые производственные проблемы, связанные с сокращением стоимости производства.

Необходимо упомянуть, что можно получить добавочную энергию от газов, выходящих из свободнопоршне-

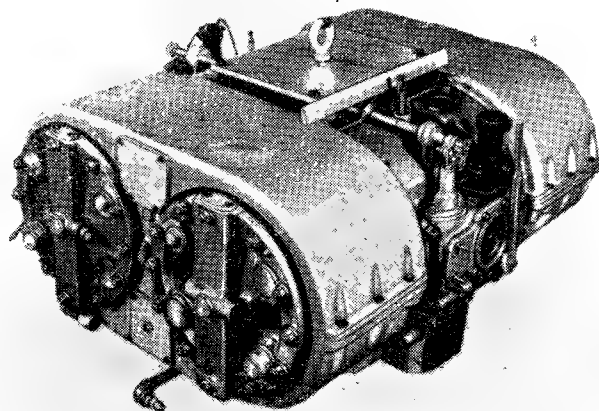
вого газогенератора, прежде чем они поступят в турбину, так как в них содержится от 70 до 80% кислорода. Если использовать дожигание между свободнопоршневым газогенератором и турбиной, то можно значительно увеличить максимальную мощность.

Свободнопоршневые двигатели компании «Форд»

«Форд Мотор компани» провела научные и аналитические исследования возможности замены бензиновых автомобильных двигателей свободнопоршневыми. В 1956 г. было сообщено о том, что спроектированы и построены несколько экспериментальных свободнопоршневых газогенераторов [75]. Это были относительно небольшие двигатели, работающие со скоростями до 3600 циклов в минуту. В результате этих ранних исследований удалось сделать некоторые заключения, касающиеся сравнительной простоты механизма, регулирующего фазу перемещения поршней, движения и ускорения самих поршней и способности двигателей такого рода хорошо работать как на жидком, так и на газообразном (пропановом) топливе. Такой двигатель работает при зажигании как от искры, так и от сжатия. Далее, по мере увеличения степени повышения давления способ работы может автоматически изменяться от зажигания от искры к зажиганию от сжатия. При этом мощность прогрессивно возрастает.

Позднее, в 1956 г., сообщалось [76], что на основании более ранних исследований был построен и испытан морской двухтактный свободнопоршневой двигатель с продувкой типа дизеля мощностью 160 газовых л.с. Этот двигатель имел диаметр цилиндра 95,3 мм и минимальный эффективный ход поршня 172,8 мм; диаметр компрессионного цилиндра составлял 279,4 мм. Газ из газогенератора поступал в турбину при отношении давлений 3,6, обеспечивая частоту работы 2400 циклов в минуту. На входе и выходе из компрессора были установлены лепестковые клапаны. В двигателе использовался механизм синхронизации поршней, включающий зубчатую рейку и шестерню. Оригинальный топливный насос импульсного действия приводился от кулачка, установленного на верхней стороне одной из синхронизирующих

зубчатых реек. Вначале была смонтирована пусковая система на сжатом воздухе. Этот воздух подавался через два быстро открывающихся клапана в воздушную «подушку» или амортизационную камеру; оба поршня в этот момент находились в своих наружных «мертвых



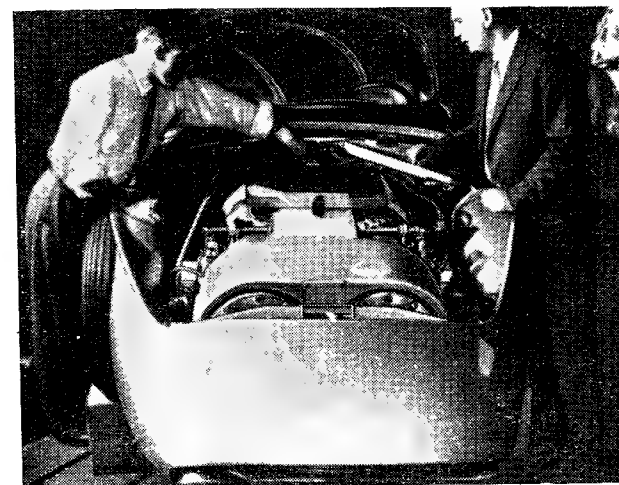
Фиг. 103. Свободнопоршневой двигатель „GMR-4-4-Хайпрекс“ фирмы „Дженерал Моторс“.

точках». Под действием воздуха поршни перемещались по направлению к своим внутренним «мертвым точкам». Для откачки воздуха из амортизационных цилиндров перед запуском использовался небольшой вакуумный насос. Некоторые трудности, встретившиеся при доводке газогенератора, были отмечены в разделе «Запуск двигателя» (1) и, кроме того, наблюдалась поломка или сгорание поршневых колец силового цилиндра (2) вследствие чрезвычайно высоких температур и давлений ($181,5 \text{ кг/см}^2$). Эти трудности преодолевались путем снижения высокого давления, за счет изменения момента впрыска топлива; применения пористого хромирования

стенок цилиндра; использования стальных поршневых колец вместо литых железных. 3) *Поломка эксцентрика топливного насоса*, которая могла иметь место при больших скоростях в результате большой величины подъема порядка 8 мм при пробеге 61 мм, устранялась путем применения лучших материалов для эксцентрика, а также установки двух топливных насосов меньшего размера по одному на каждом синхронизирующем стержне. 4) *Плохое сгорание*. Вначале оно обуславливалось излишком смазочного масла и несгоревшим топливом, проходящим через двигатель. Этого удалось избежать установкой двух топливных насосов.

Турбина

В двигателе применялась турбина радиального типа. Ее к. п. д. ниже, чем у турбины осевого типа, однако она



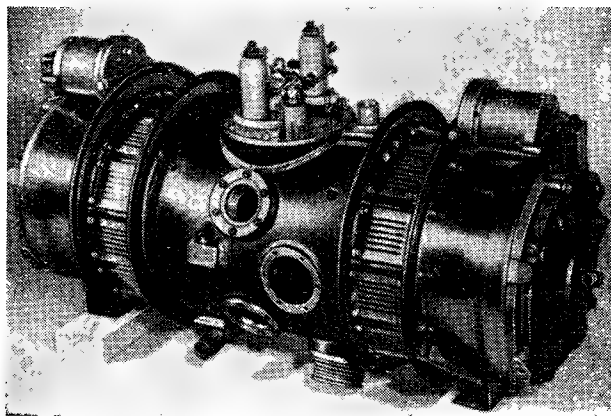
Фиг. 104. Установка двигателя „Хайпрекс“ в заднем отделении кузова автомобиля.

проще, меньше и дешевле в производстве. Турбина развивает мощность порядка 100 л. с. при скорости вала на

входе в коробку передач 3000 об/мин и степени повышения давления 3,6. Полный ж. п. д. на режиме максимальной мощности составлял около 0,65; максимальный крутящий момент (на минимальном устойчивом режиме) составлял 41,5 кгм. Диаметр ротора турбины — 139,8 мм.

Двигатель для трактора

Ранее описанные различные улучшения, необходимость которых была установлена в процессе экспериментальных испытаний двигателя, были введены в последней модели двигателя 519 [77], который позднее был



Фиг. 105. Свободнопоршневой двигатель „Форд“. Модель 519.

Входной коллектор снят; видны впускные клапаны лепесткового типа.

установлен на тракторе с целью проведения эксперимента. Силовой цилиндр этого двигателя имел диаметр 95,2 мм; расстояние между внутренними кромками входного и выхлопного отверстий составляло 244 мм. Длина свободнопоршневого агрегата составляла приблизительно 940 мм, а его диаметр — 407 мм. Весь двигатель был значительно меньше (фиг. 105), чем эквивалентный трак-

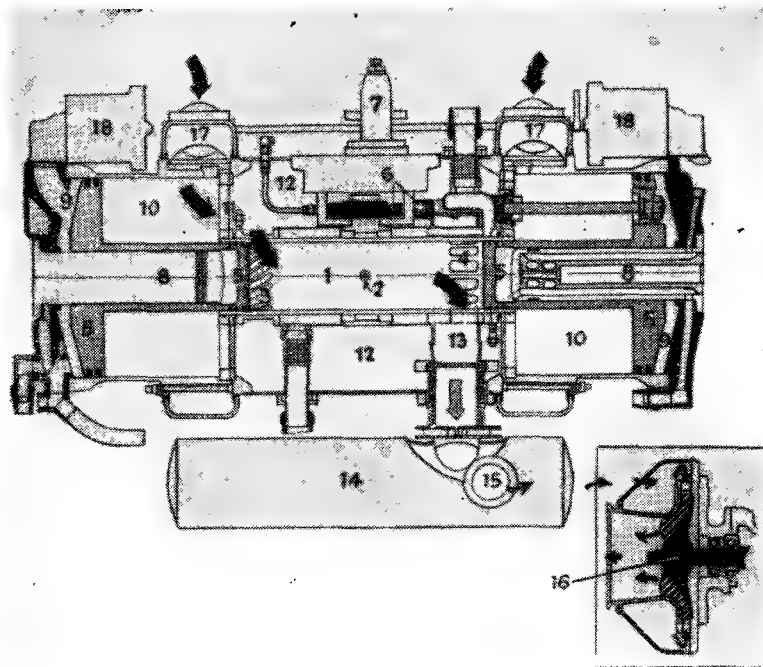
торный дизель и на 18,2 кг легче его. Удельный расход топлива составлял 0,204 кг/л. с. час, и ожидалось, что в дальнейшем эта величина будет уменьшена. Двигатель в отличие от дизеля не требовал вспомогательной пусковой системы и, как утверждали, обладал *реакцией и гибкостью* бензинового двигателя; кроме того, он мог работать в широком диапазоне марок топлив. Поскольку характеристика крутящего момента представляет собой пологую кривую с максимумом, соответствующим наименьшей рабочей скорости, двигатель этого типа почти полностью удовлетворяет требованиям, предъявляемым к тракторным двигателям.

Что касается силовой турбины, то свободнопоршневой агрегат может обеспечить полную газовую мощность независимо от числа оборотов турбины, т. е. при любой скорости ее вращения. Этим, конечно, объясняется отличная характеристика крутящего момента двигателя. Температура на входе в турбину изменяется от 316 до 482° С; расчетное число оборотов — 43 000 об/мин. Давление на входе в турбину на режиме полной мощности составляет 4,21 кг/см², что примерно соответствует обычным значениям для этих двигателей, находящихся в стадии доводки.

Описание двигателя

На фиг. 106 показан разрез свободнопоршневого двигателя фирмы «Форд», установленного на наиболее современном тракторе «Тайфун» этой же фирмы. В охлаждаемом водой цилиндре 1 имеются топливная форсунка 2, отверстия для впуска воздуха 3 и выхлопные отверстия 4. Два свободных поршня 5 для обеспечения симметричного движения связаны между собой при помощи механизма, состоящего из зубчатой рейки и шестерни. Насос топливной форсунки 7 приводится от кулачка, расположенного на одной из зубчатых реек. Поршни скользят по неподвижным опорам 8. Охлаждение поршней осуществляется маслом, которое используется также в качестве смазки. В положении, показанном на фиг. 106, поршни произвели сжатие заряда воздуха в амортизационных цилиндрах. Во время последующего такта сжатия воздух вытесняется из компрессионных

цилиндров 10 через лепестковые клапаны 11 в воздушный резервуар 12. Во время следующего рабочего хода поршней вначале открываются выхлопные отверстия 4. Горячие выхлопные газы проходят через эти отверстия и попадают в выхлопной канал 13. После этого



Фиг. 106. Вид двигателя „Форд 519“ в разрезе; в нижней части рисунка показана центростремительная турбина этого двигателя.

открываются отверстия для впуска воздуха из резервуара 12, который продувает цилиндр, смешиваясь затем с горячими газами в газосборнике 14. При движении поршней в наружном направлении происходит сжатие воздуха в амортизационных цилиндрах; это необходимо для того, чтобы сжатый воздух мог возвратиться поршни во внутреннее положение во время их последующего

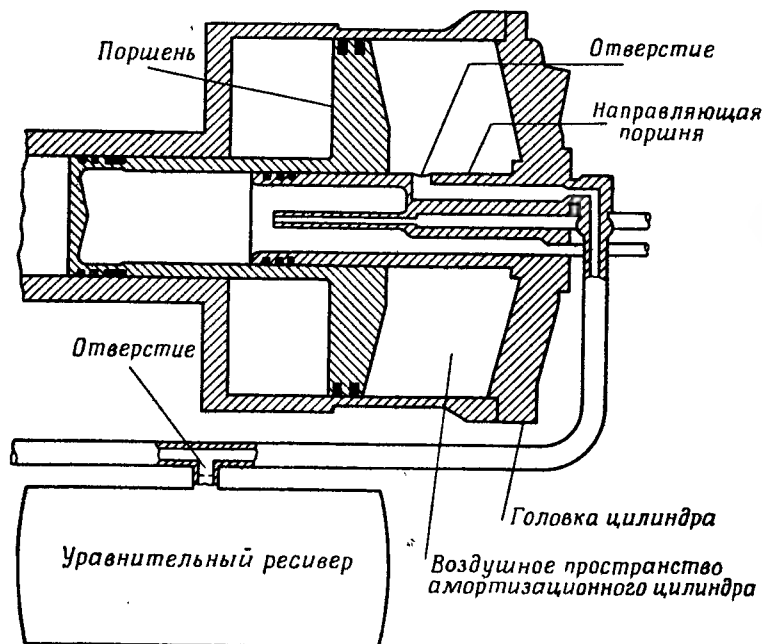
такта сжатия. Разбавленные горячие газы поступают из газосборника через отверстие 15 в колесо радиальной центростремительной турбины 16. При движении поршней в наружном направлении атмосферный воздух поступает в компрессионные цилиндры через дроссельные и лепестковые клапаны, расположенные на входе воздуха 17.

При запуске наружный вакуумный насос откачивает воздух из амортизационных цилиндров, благодаря чему поршни передвигаются наружу, в положение, показанное на фиг. 106. Затем из пусковых баллонов 18 в амортизационные цилиндры поступает определенное количество сжатого воздуха. Это заставляет поршни перемещаться во внутреннем направлении для производства первоначальных операций по сжатию воздуха и воспламенению смеси.

Система регулирования. Регулирование мощности двигателя осуществляется при помощи единственной тяги, идущей к впускным клапанам компрессора, механически связанным с кулачком топливного насоса посредством соединения, имеющего регулируемое передаточное отношение. Эта система обеспечивает дозировку воздуха и топлива, поступающих в газогенератор определенными порциями, в зависимости от потребной газовой мощности. Между турбиной и газогенератором нет какой-либо регулирующей связи, помимо той, которая обеспечивается регулятором числа оборотов турбины. Эта система регулирования имеет собственную компенсацию. Регулировочные отверстия (фиг. 107) связаны с газосборником, давление в котором равно давлению на входе в турбину. В заранее определенном положении во время цикла в амортизационном цилиндре давление устанавливается при помощи регулировочных отверстий; таким образом обеспечивается автоматическое регулирование ходов поршней на всем диапазоне мощности.

Короткие направляющие для поршней. Поршни поддерживаются короткими направляющими, расположенными в головных частях амортизационных цилиндров. Они обеспечивают: 1) снабжение охлаждающим маслом нижней части кроны поршня и 2) регулирование хода поршней.

Масло направляется к кронам поршня при помощи форсунки, расположенной внутри направляющей поршня. Из схемы регулирования хода поршней (фиг. 107) видно, что регулировочные отверстия в амортизационных цилиндрах расположены на направляющих поршней.



Фиг. 107. Система регулирования хода поршней двигателя „Форд 519“.

Эти отверстия открываются во время движения поршня внутрь, примерно в середине этого хода.

Клапаны компрессора. Все клапаны компрессора — одностороннего действия, лепесткового типа. Все 144 впускных клапана разбиты на 24 группы по 12 групп на каждый компрессионный цилиндр. Выпускных клапанов компрессора 80 на оба компрессионных цилиндра. Клапанная система обладает очень небольшими гидравлическими потерями. Она была испытана в процессе

1000-часовой эксплуатации при полной мощности и не обнаружила каких-либо недостатков.

Дросселирование компрессора на входе. Двигатель «Форд» модель 519 не был оборудован для рециркуляции, так как применявшийся метод дросселирования на входе в компрессор обеспечивал необходимое регулирование и поддерживал температуру в воздушном резервуаре в течение цикла в том же диапазоне, что и при рециркуляции, но более простым способом. Смысл дросселирования на входе в компрессор заключается в увеличении степени повышения давления в компрессоре при снижении мощности двигателя. Это приводит к увеличению температуры в воздушном резервуаре и обеспечивает воспламенение топливной смеси от сжатия при низких значениях давления сжатия.

Передача от турбины. Число оборотов вала турбины, которое на режиме полной мощности составляет 43 000 об/мин, понижается при помощи редуктора с передаточным отношением 7,17 для обеспечения привода коробки передач трактора.

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ

Система сгорания топлива газотурбинного двигателя, располагая строго ограниченным пространством, должна удовлетворять большому числу жестких требований. Если авиационный газотурбинный двигатель, возможно, является наиболее тяжелым с точки зрения удовлетворения требований к процессу сгорания, регулированию подачи топлива, приемистости двигателя, сбросу газа, высоте и скорости полета, ограничению температуры на выходе или в реактивном сопле и другим второстепенным условиям, то малый газотурбинный двигатель, и в частности автомобильный, имеет свои проблемы.

Что касается требований к величинам расходов топлива и воздуха, которые определяются в первую очередь мощностью и к. п. д. газотурбинного двигателя, то интересно рассмотреть типичный пример нерегенеративного двигателя мощностью 240 э. л. с. с удельным расходом топлива 0,567 кг/л. с. час.

Расход топлива у этого двигателя, работающего на режиме полной мощности, будет составлять 2,27 кг/мин. Для того чтобы полностью сжечь это количество топлива, потребуется около 15 кг воздуха¹⁾ на каждый килограмм топлива, т. е. 34 кг воздуха в минуту.

Дополнительно к этому расходу воздуха должно быть обеспечено количество воздуха, в 3—4 раза большее указанной величины, которое необходимо для охлаждения продуктов сгорания, имеющих температуру порядка 2000—2400°С, до допустимых значений температуры на входе в турбину (750—950°С). Таким образом,

¹⁾ Топливная смесь, состоящая из топлива и воздуха, необходимого для полного сгорания топлива в соответствии с балансом по химическому уравнению, называется стехиометрической смесью.

общее количество воздуха, которое должно быть обеспечено компрессором, составит 136—170 кг/мин, т. е. 2,27—2,84 кг/сек, или приблизительно 8—10 т/час.

Скорость воздуха на входе в камеру сгорания в зависимости от типа газотурбинного двигателя составляет 92—168 м/сек. У двигателя с центробежным компрессором, имеющим степень повышения давления от 3,5 до 4,5, скорость равна 122—152 м/сек.

Некоторые общие требования к сгоранию

Так как требования, предъявляемые к малым газотурбинным двигателям, менее жесткие по сравнению с требованиями к другим типам двигателей, весьма важным является достижение наилучшей эффективности процесса сгорания с учетом конструктивных и иных ограничений для уменьшения удельного расхода топлива до минимума.

Система сгорания должна обеспечивать работу двигателя при различных расходах топлива. У стационарных двигателей с постоянной мощностью должны обеспечиваться режимы минимальной (на холостом ходу) и максимальной мощностей, у двигателей с переменной мощностью — режимы промежуточных переменных расходов топлива. Поэтому нормальным является изменение расхода топлива от минимального значения до значений в 30—40 раз его превосходящих. Устройства для сжигания топлива должны обеспечивать удовлетворительный процесс сгорания этих изменяющихся расходов топлива без заметного ухудшения экономичности или погасания пламени.

Коэффициент полноты сгорания. Система сгорания должна работать с максимальной эффективностью, т. е. топливо должно сгорать с минимальными тепловыми потерями. Коэффициент полноты сгорания выражается отношением действительного количества тепла, выделившегося при сгорании заданного количества топлива, протекающего через систему сгорания, к его тепловому эквиваленту. В авиационных конструкциях значения коэффициента полноты сгорания весьма велики; они составляют, как правило, 0,96—0,98. Низкие значения

коэффициента полноты сгорания могут быть вызваны чрезмерным поступлением первичного воздуха в камеру сгорания, что приводит к охлаждению. Причиной этого может быть преждевременное попадание в камеру вторичного воздуха, а также слишком большая длина пламени по сравнению с размерами камеры сгорания. Эти обстоятельства могут вызвать неполное сгорание топлива в конечной области горения; несгоревшее топливо проходит через турбину. Уменьшение коэффициента полноты сгорания обуславливает прямые потери термического к.п.д.

В то время как на режиме максимальной мощности возможны высокие значения коэффициента полноты сгорания, на режимах *частичной нагрузки* получить их значительно труднее. Это объясняется главным образом меньшими расходами и меньшими давлениями топлива, бедными топливными смесями, более низкими первичными температурами и менее эффективной работой форсунок. Однако при использовании *двухканальных форсунок* высокая эффективность распыла топлива может поддерживаться как при высоких, так и при низких расходах топлива.

Погасание пламени. Скорость испарения капель топлива, которая зависит от соотношения чисел Рейнольдса, соответствующих скоростям капель и потока воздуха, должна неизбежно уменьшаться на режимах малых нагрузок, так как давление воздуха на входе в камеру сгорания при этих условиях снижается. В конце концов по этой причине пламя может погаснуть. Другой причиной погасания пламени, известного под названием «срыва пламени», является слишком высокое отношение расходов воздуха и топлива.

Потери давления. Другим важным фактором являются *потери давления* в системе сгорания. Потери давления могут быть определены как *разность между давлением воздуха, поступающего в камеру сгорания, и давлением газов, выходящих из нее*. Эти потери можно рассматривать так же, как и потери в компрессоре, т. е. уменьшение давления на выходе приводит к уменьшению полного к.п.д. двигателя. Причины потерь давления заключаются в ограничении траекторий потоков воздуха

и газа, изменении направления потока газа и турбулентности. Потери давления происходят вследствие различных условий смесеобразования и сгорания, связанных с различными зонами в системе сгорания. У современных камер сгорания и топливных форсунок общие потери давления не превышают 3—6% от величины давления на выходе из компрессора.

Так как некоторые потери давления имеют аэродинамическую природу, то возможны такие усовершенствования, как сглаживание поверхностей потока, изменение каналов эффективной конструкции, максимальных радиусов поворотов, устройство плавных обводов у обтекаемых потоком тел и т. д.

Теплонапряженность. При оценке достоинств камер сгорания, кроме рассмотрения потерь давления и коэффициентов полноты сгорания, обычно говорят также о величинах теплонапряженности камер сгорания, которые представляют собой количество тепла, выделяющегося единицей объема камеры в единицу времени.

В случае бунзеновского пламени, правильно отрегулированного для городского газа, теплонапряженность составляет $24,8 \cdot 10^6$ ккал/м³час при атмосферном давлении. Для промышленных котлов, работающих на нефтяных промыслах, эта величина составляет $0,7—3,5 \cdot 10^6$ ккал/м³час; для типичного современного бензинового двигателя, работающего на высокооктановом топливе — $78 \cdot 10^6$ ккал/м³час; для первых авиационных газотурбинных двигателей Уиттла и А.С.Х. — $24,8—88,6 \cdot 10^6$ ккал/м³час и для современных газотурбинных двигателей — $141,7—194,7 \cdot 10^6$ ккал/м³час.

Принципы сгорания

Как указывалось ранее, в газотурбинном двигателе на 1 часть топлива требуется от 60 до 80 весовых частей воздуха, в то время как для полного сгорания 1 части топлива требуется примерно 15 частей воздуха. Эту более бедную смесь невозможно воспламенить и затем поддерживать непрерывное горение; для этого требуется более богатая смесь, которая получается путем отвода части потока воздуха. Большая часть подаваемого

воздуха минует зону горения и смешивается уже с продуктами сгорания, выходящими из этой зоны.

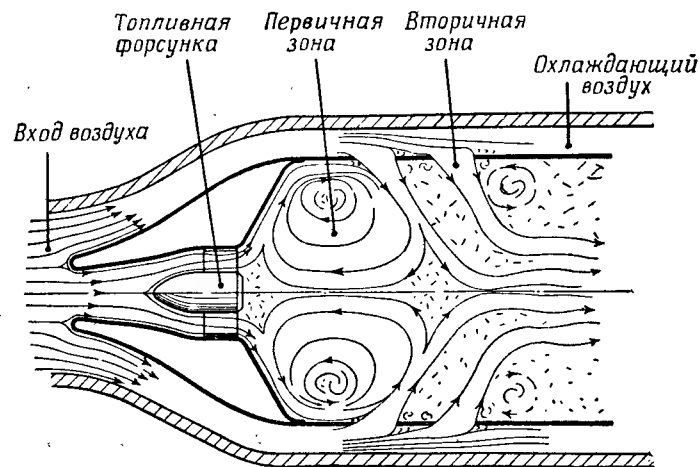
Часть камеры сгорания, в которой происходит горение богатой топливной смеси, называется *первичной зоной*. Для процесса сгорания движение воздуха в этой зоне должно быть замедлено, что обычно достигается системой *перегородок* и созданием вихревого движения в области распыла топлива; благодаря этому обеспечивается *стабилизация* пламени. Скорость горения топлива в воздухе небольшая по сравнению со скоростью воздуха на входе в камеру. Поэтому имеется большая опасность погасания пламени, если не будут приняты специальные меры, такие, например, как установка перегородок для отвода части горячих газов обратно в область распыла топлива; создание вихревой системы, также обеспечивающей теплоотдачу распыливаемому топливу. В более раннем типе камеры сгорания стабилизация пламени осуществлялась путем подачи топлива форсункой вверх по потоку.

Область камеры сгорания, в которую воздух подается для разбавления горячих продуктов сгорания, называется *вторичной зоной*. Если требуется дальнейшее разбавление, то это достигается в другой области камеры сгорания, называемой *третьей зоной*.

Обычно первичному воздуху придается вихревое движение при помощи наклонных лопаток, установленных на входе. При этом части первичного воздуха сообщается вихревое движение вокруг оси, а остальная часть поступает в камеру сгорания через отверстия, расположенные по периферии корпуса, находящегося внутри внешней концентрической камеры, через которую проходит основная масса подаваемого компрессором воздуха. Течение в первичной зоне, обусловленное действием осевых и радиальных скоростей воздуха на входе, показанное на фиг. 108 [84], обеспечивает в результате хорошие условия сгорания с удовлетворительной стабилизацией пламени.

Длина погасания. При заданном давлении и составе смеси имеется некоторое минимальное расстояние или пространство, через которое пламя может распространяться в смеси; оно известно под названием *длины по-*

гасания. На режимах максимального расхода топлива это расстояние может поддерживаться сравнительно небольшим, а на режимах малых расходов и малых давлений пламя может удлиниться и коснуться металлической поверхности жаровой трубы, что приведет к его



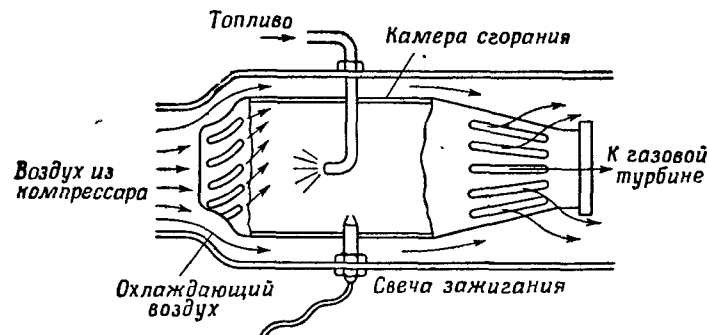
Фиг. 108. Схема воздушных и газовых потоков в камере сгорания («Кларк»).

погасанию. Следовательно, камера сгорания должна быть спроектирована таким образом, чтобы избежать этого. Поэтому вводят турбулентность, которая значительно уменьшает длину погасания.

Типы камер сгорания

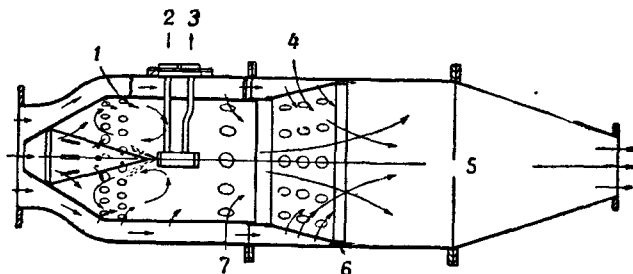
Схема камеры сгорания и ее элементов показана на фиг. 109. Воздух из компрессора поступает с левой стороны и разделяется на два потока. Меньший из них через спиральные прорези проходит в жаровую трубу камеры сгорания в количестве, необходимом для сгорания топлива, которое впрыскивается вверх по потоку, т. е. в направлении, противоположном движению воздуха. Благодаря тому что внутренние направляющие имеют

спиральные прорези, воздух, поступающий в камеру сгорания, приобретает завихренное движение. Продукты сгорания проходят через прямые прорезы вправо, где



Фиг. 109. Схема, иллюстрирующая принцип действия камеры сгорания газотурбинного двигателя.

смешиваются с охлаждающим воздухом, омывающим жаровую трубу снаружи. Для запуска предусмотрена электрическая свеча.



Фиг. 110. Эффективная конструкция камеры сгорания с впрыском топлива вверх по потоку.

1 — первичный воздух; 2 — подвод топлива; 3 — отвод сливаемого топлива; 4 — разбавляющий воздух; 5 — область смешения; 6 — охлаждающий воздух; 7 — вторичный воздух.

На фиг. 110 показана камера сгорания более совершенной конструкции, которая, по данным N.G.T.E. [91], имеет низкие потери давления. Здесь топливо распы-

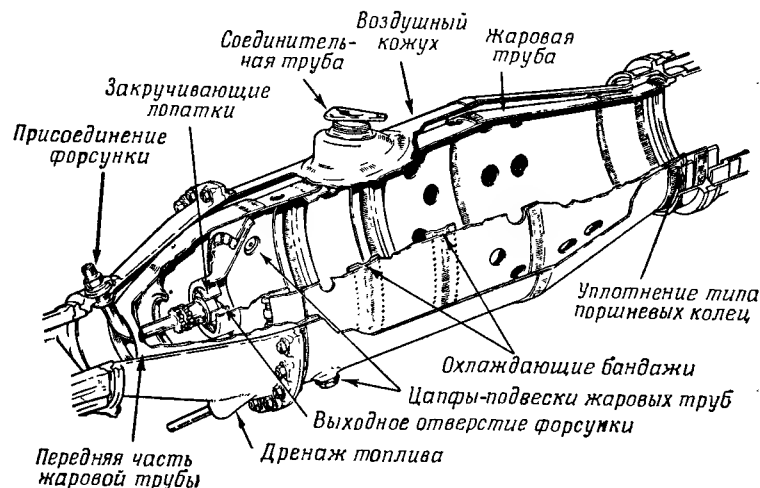
ляется вверх по потоку в область завихренного движения, которая образуется около отражательного устройства, помещенного в потоке воздуха. Испытания этой камеры сгорания показали, что возможно поддерживать пламя в потоке воздуха, движущегося со скоростью 76,3 м/сек. При этом потери давления, вызываемые отражательным устройством, были в 2 раза меньше потерь, вызываемых передней частью жаровой трубы, находящейся в свободном потоке; потеря энергии была менее 1,39 ккал на 1 кг воздуха. Первичный и вторичный потоки воздуха, о которых упоминалось выше, в этой камере четко различаются. Распыление топлива происходит вокруг центрального конуса; воздух подается через щели и отверстия, расположенные на поверхности конуса, для обеспечения подачи кислорода, необходимого для начальных стадий сгорания. Испытания, проведенные с этой камерой сгорания, показали, что на режиме максимальной нагрузки она имеет коэффициент полноты сгорания 0,98; при этом потери давления составляли примерно $\frac{1}{3}$ потерь в камере сгорания обычного прямоточного типа. Камера сгорания, которая вначале была относительно длинной, впоследствии была укорочена.

В настоящее время в эксплуатации находится большое количество экономичных камер сгорания. Одна из наиболее совершенных конструкций, которую можно привести в качестве основного примера камеры весьма экономичного и практического типа, является камера сгорания газотурбинного двигателя «Дарт» фирмы «Роллс Ройс», показанная на фиг. 111 [82].

В этой камере сгорания использована прямоточная схема подачи топлива, при которой топливо впрыскивается в направлении движения потока воздуха. Всего в двигателе 7 камер сгорания. Форсунка расположена в зоне завихренного движения первичного воздуха; в первичную зону воздух попадает через отверстия, просверленные в окружающем ее корпусе жаровой трубы.

Во вторичную зону воздух попадает через большие отверстия, расположенные ниже по течению. В последнюю, или третичную, зону воздух поступает через

большие отверстия, просверленные в правой части жаровой трубы. Для охлаждения жаровой трубы используется воздух, проходящий между корпусом и жаровой трубой. Каждая камера связана с соседней при помощи соединительных труб, через которые происходит распространение пламени во время запуска двигателя. Запуск начинается с камер № 3 и 7, для которых предусмотрено



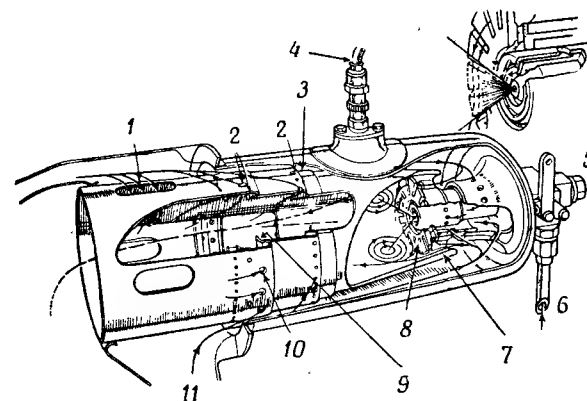
Фиг. 111. Камера сгорания двигателя «Дарт» фирмы «Роллс Ройс».

факельное зажигание. Для того чтобы допустить расширение камеры и одновременно обеспечить герметичное соединение, конец каждой камеры поддерживается в корпусе соплового аппарата турбины при помощи перемычки типа поршневого кольца. На одной из сторон камер сгорания имеется ряд трубок, через которые отводится избыток топлива при запуске и остановке двигателя.

Промышленный газотурбинный двигатель 1S/60 фирмы «Ровер» мощностью 60 э. л. с. имеет одну камеру сгорания высокой теплонпряженности, выполненную по противоточной схеме и оборудованную форсункой простого типа. Форсунка состоит из нормальной вихревой

камеры, имеющей на одном конце ряд малых каналов для того, чтобы излишнее топливо могло пройти обратно через канал слива на вход циркуляционного насоса.

Частичный разрез камеры сгорания этого двигателя показан на фиг. 112. В камере сгорания этого типа отражательная пластинка используется для того, чтобы поддерживать необходимую турбулентность. Поэтому



Фиг. 112. Камера сгорания двигателя 1S/60 фирмы «Ровер».

1 — разбавляющий воздух (F); 2 — щели и отбортовки для охлаждения стенки жаровой трубы (G); 3 — кольцевое пространство (A); 4 — свеча высокой энергии; 5 — край выключения подачи топлива; 6 — топливо; 7 — передняя часть жаровой трубы (C); 8 — первичные дефлекторы (E); 9 — вторичные дефлекторы (D); 10 — вспомогательный поток воздуха (B); 11 — основной поток воздуха.

здесь могут допускаться более высокие скорости потока воздуха, чем в камерах предыдущих типов. Как следствие этого, камера сгорания получается значительно меньше по сравнению с камерой более раннего двигателя Т-6 «Ровер», имевшего ту же мощность. Подробное описание камеры сгорания двигателя «Ровер» 1S/60 можно найти в работе [92].

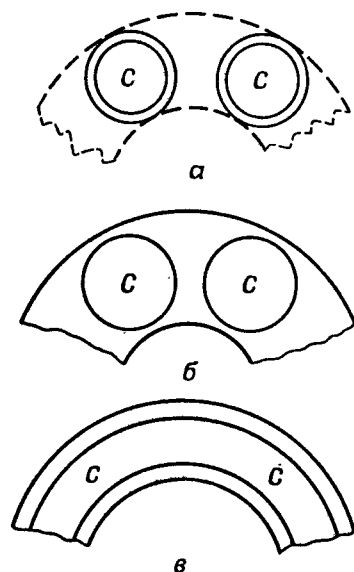
Другие типы камер сгорания

Существует три основных типа камер сгорания, применяемых в авиационных и малых газотурбинных двигателях. К ним относятся: 1) индивидуальные камеры

(фиг. 113, а); 2) блочные камеры (фиг. 113, б); 3) кольцевые камеры (фиг. 113, в).

1. Индивидуальные камеры сгорания. Это наиболее широко распространенный тип камеры сгорания в большинстве авиационных и в некоторых малых газотурбинных двигателях. В зависимости от размера двигателя число этих отдельных камер изменяется от одной до

восьми или десяти. Для самых малых двигателей применяются одна или две камеры. Однако в случае двух камер возникает трудность в регулировании равной подачи топлива и воздуха в каждую камеру, что необходимо для получения одинаковой температуры на входе в турбину. В случае если в двигателе имеется несколько индивидуальных камер сгорания, они устанавливаются так, чтобы их задние концы были наклонены внутрь. Это сделано для того, чтобы обеспечить обтекаемую форму и подвести газ к турбине. Схема, показанная на фиг. 113, б, та же, что и на фиг. 113, а, за исключением того, что жаровые трубы помещены в пространстве между внутренним и внешним круглыми корпусами. Исследова-



Фиг. 113. Возможные типы камер сгорания.

а — индивидуальная; б — блочная; в — кольцевая.

ние этих двух схем показывает, что между внутренней и наружной поверхностями имеется большая площадь, которая может быть использована для сгорания, но которая не используется. Так, в схеме а не используется около 35% полезной площади поперечного сечения.

Уровень доводки камеры сгорания индивидуального типа весьма высок, так что в настоящее время она яв-

ляется весьма надежной и имеет высокие значения коэффициента полноты сгорания. Она может работать в течение длительного периода времени без текущего ремонта (удаления нагара) и может легче, чем камеры других типов, быть установлена или снята. Тем не менее у нее все еще имеются такие присущие ей недостатки, как большая сложность и большие потери давления.

Камеры сгорания индивидуального типа применяются в самых малых газотурбинных двигателях и в некоторых двигателях большей мощности. В качестве типичных примеров можно привести двигатели «Ровер 1S/60» (одна камера сгорания), «Стандарт 1S/250» (две камеры), «Остин» (вначале две камеры, позднее одна), «Крайслер» (одна), «Дженерал Моторс» — «Уирлфайер» (четыре) и «Боинг — 502/10с7» (две).

2. Блочные камеры сгорания. Камеры сгорания этого типа (фиг. 113, б) являются улучшенным вариантом схемы а. Однако метод введения вторичного воздуха и воздуха для разбавления продуктов сгорания в цилиндрические камеры становится более сложным. Далее, имеются трудности в конструировании выходного газового канала. Возможно, что основным недостатком схемы б является относительно большая потеря кольцевой площади, которая для приведенного примера составляет 44%.

3. Кольцевые камеры сгорания. Этот тип камер сгорания теоретически является лучшим. Он применялся на нескольких двигателях, начиная от ранних двигателей F/2 фирмы «Метрополитен — Виккерс» и немецкого турбореактивного «В.М.В.» до современного турбореактивного двигателя «Сапфир» фирмы «Армстронг — Сиддли».

Преимущества кольцевых камер сгорания кратко заключаются в следующем:

1. Прямой поток через камеру, что обеспечивает меньшие потери давления и вследствие этого более высокий полный к. п. д. газотурбинного двигателя.

2. Меньшая потребная площадь поперечного сечения или увеличенный объем камеры сгорания. При прочих равных условиях меньший максимальный диаметр камеры сгорания.

3. Лучшее распределение температуры по радиусу при наличии изотерм в окружающем направлении.

4. Использование наружного корпуса камеры сгорания в качестве конструктивного элемента.

5. Простота конструкции. Так, кольцевые диффузоры на выходе из компрессора и на входе в турбину значительно проще, чем относительно сложные входная и выходная части индивидуальной камеры сгорания.

6. Легкость, с которой можно получить любое желаемое распределение температуры по радиусу на входе в турбину, удовлетворяющее требованиям к величине напряжений в лопатках. Так, возможно создать холодную зону у корня лопаток и более горячую на периферии, несмотря на то что концы лопаток сами по себе должны быть относительно холодными.

7. Более простой запуск, так как единая кольцевая камера сгорания не имеет соединительных труб для переброса пламени, которыми обычно оборудуются индивидуальные камеры.

Следует отметить, что кольцевая камера сгорания с ее форсунками, распределенными по кольцу, более трудна в доводке, чем индивидуальная камера. Это объясняется ее относительно большими размерами, которые необходимы для полномасштабных испытаний. В ранних конструкциях наблюдалась склонность к различным перекашиваниям вследствие перепада температуры. Конструктивные трудности возникли также в связи с требованиями, предъявляемыми к конусу распыла топлива, и подводом первичного и вторичного воздуха. Однако путем установки форсунок испарительного типа на двигателях фирмы «Армстронг — Сиддли» эти трудности были устранены.

Кольцевая камера сгорания с ее кольцом, в котором располагаются форсунки, применяется в различных малых газотурбинных двигателях, включая двигатели с осевым компрессором J-44 фирмы «Фейрчайлд» (двадцать форсунок) и T-58 фирмы «Дженерал Электрик». В двигателе «Турбомека» фирмы «Блэкборн» используется система подачи топлива при помощи вращающегося диска, который, как будет показано ниже, впрыскивает топливо в кольцевую камеру сгорания. В малом

двигателе «Бадворт» мощностью 60 л. с. применяется специальная камера сгорания, состоящая из четырех кольцевых элементов с четырьмя топливными форсунками, подающими топливо вверх по потоку.

Камеры сгорания малых газотурбинных двигателей

Рассмотренные ранее основные принципы действия камер сгорания применимы ко всем типам газовых турбин, работающих на жидких топливах; применимы они и к малым газотурбинным двигателям. Обычно конструкция камеры сгорания определяется как компромисс между различными факторами, такими, например, как величина коэффициента полноты сгорания, потери давления, ограниченные размеры, устойчивость работы и охлаждение. Несмотря на то что конструирование большинства камер сгорания производилось в значительной степени эмпирическим путем, на основании результатов экспериментальных исследований, однако в настоящее время возможны более рациональные методы конструирования, так как известно уже значительно больше о механизме сгорания применительно к газотурбинным двигателям.

В силу ограниченного объема книги возможно дать только очень краткий обзор систем сгорания. Более полную информацию можно получить в работах [84—93].

Топлива

Газотурбинный двигатель при условии организации соответствующей системы сгорания может работать в широком диапазоне топлив, включая жидкие, твердые (уголь, торф и другие) и газообразные (газы на основе углеводородов). Однако современные малые газотурбинные двигатели работают главным образом в ограниченном диапазоне углеводородных топлив, в основном на керосиновых и дизельных топливах. Наиболее широко применяются керосиновые топлива, которые имеют необходимую вязкость, удельный вес, высокую температуру вспышки, не замерзают и удовлетворяют другим требованиям, предъявляемым к автомобильным,

стационарным и другим типам малых газотурбинных двигателей. Иногда для облегчения холодного запуска в качестве топлива используется керосин с примесью небольшого количества бензина.

Удельный вес обычного керосина для газотурбинных двигателей составляет $0,80\text{--}0,85\text{ г/см}^3$. Точка замерзания его не выше -40°C ; температура вспышки $37,8\text{--}43,3^\circ\text{C}$; теплотворная способность $10\,180\text{--}10\,230\text{ ккал/кг}$; максимальное содержание ароматических соединений 20%.

Керосин является более подходящим видом топлива по сравнению с бензином, потому что: а) он дешевле, б) обладает лучшими смазочными свойствами, что очень важно для топливного насоса, в) имеет на $\sim 10\%$ большую теплотворную способность на единицу объема и г) большую пожарную безопасность в связи с более высокой температурой вспышки. Однако холодный запуск газотурбинного двигателя на керосине осуществить труднее, чем на бензине.

Данные керосиновых топлив приведены в английской инструкции на топливо 2482 и в американских на топлива JP-1, JP-2, JP-3, JP-4 и JP-5.

Системы регулирования подачи топлива

В то время как системы регулирования подачи топлива в авиационных двигателях относительно сложны, для стационарных малых газотурбинных двигателей они сравнительно просты. Особенно это касается двигателей, работающих с постоянным числом оборотов, которые используются для привода воздушных компрессоров, электрогенераторов и водяных помп.

Для двигателей указанного типа необходимо только обеспечить подачу потребного количества топлива для запуска двигателя, а потом уже повышать ее с целью увеличения числа оборотов до нормального рабочего значения. Желательно, однако, чтобы система регулирования подачи топлива включала бы *ограничитель для предотвращения чрезмерного роста числа оборотов двигателя и повышения температуры на входе в турбину*, что в случае внезапного уменьшения нагрузки может

вывести турбину из строя. Полезно также предусмотреть, чтобы регулятор подачи топлива реагировал на изменения температуры и давления окружающего воздуха по сравнению с расчетными значениями, хотя это и несущественно для стационарных малых двигателей. Наконец, безусловно, должно быть предусмотрено устройство для отсечки топлива, необходимое при остановке двигателя.

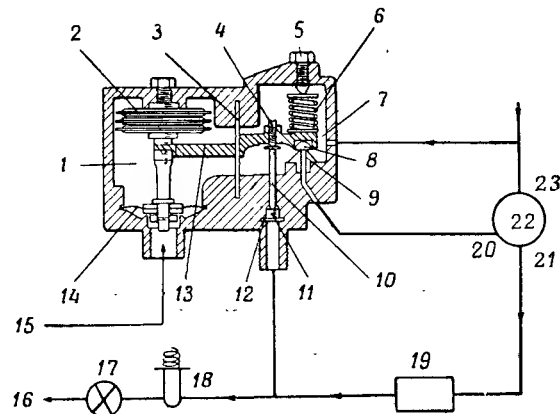
Следует обратить также внимание на *регулятор ограничения приемистости двигателя*, которым снабжаются некоторые стационарные и большинство автомобильных газотурбинных двигателей. Он предназначен для регулирования величины давления топлива в форсунках при быстром изменении числа оборотов двигателя или положения рычага управления мощностью. Это устройство ограничивает скорость разгона турбокомпрессора от режима холостого хода до максимального числа оборотов; оно работает независимо от регулятора числа оборотов.

Система регулирования автомобильного двигателя

У автомобильного газотурбинного двигателя «Файербэрд» фирмы «Дженерал Моторс», упоминавшегося раньше, управление игольчатым клапаном топливного регулятора осуществлялось при помощи педали газа. Однако, для того чтобы сделать поправку на переменные условия работы, например, резкое увеличение подачи топлива на малых скоростях, которое может вызвать чрезмерное повышение температуры газа на входе в турбину во время разгона турбокомпрессора, в двигателе был предусмотрен простой ограничитель приемистости. Принципиально он представляет собой канал перепуска топлива, который, будучи соответствующим образом настроен, регулирует максимальную температуру на входе в турбину во время разгона, в результате чего приемистость двигателя не может быть произвольной. Как отмечалось, регуляторы этого типа работали хорошо, и можно сказать, что с эксплуатационной точки зрения газотурбинный двигатель можно регулировать на всех режимах таким же образом, как и бензиновый двигатель.

Регулирование отношения расходов топлива и воздуха

Этот дополнительный или ограничительный регулятор используется вместе с другими для того, чтобы ограничивать максимальный расход топлива, подаваемого к форсункам, в соответствии с величиной давления воздуха в компрессоре, пропорционального расходу



Фиг. 114. Схема регулятора «Лукас», поддерживающего заданное отношение расходов топлива и воздуха.

1 — камера анероида; 2 — откатанный анероид; 3 — опорная пластинка; 4 — 5 — регулировочные винты; 6 — пружина; 7 — клапанная камера; 8 — полусфера; 9 — отверстие сервоклапана; 10 — толкающий стержень; 11 — поршень; 12 — диафрагма; 13 — качающийся рычаг; 14 — диафрагма; 15 — давление наддува; 16 — форсунки; 17 — стоп-кран; 18 — клапан давления топлива; 19 — дроссельный клапан (управление расходом топлива); 20 — вспомогательная линия; 21 — подача; 22 — насос; 23 — вход.

воздуха. При наличии такого регулятора отношение расходов топлива и воздуха не может превзойти значений, вызывающих чрезмерный рост температуры на входе в турбину. Это справедливо для любых эксплуатационных условий, например при простоте двигателя. В регуляторе фирмы «Лукас», принцип действия которого схематически показан на фиг. 114, давление топлива в магистрали, ведущей к форсункам, является прямой мерой расхода топлива; это достигается применением

клапана давления. Давление топлива в этой магистрали автоматически устанавливается в соответствии с давлением воздуха в компрессоре. Поэтому, когда давление топлива превышает давление воздуха, отверстие, связанное с вспомогательным регулятором топливного насоса, открывается и тем самым ограничивается расход топлива в соответствии с давлением воздуха в компрессоре. На фиг. 114 показан регулятор, представляющий собой механизм, разделенный на две камеры опорной пластинкой, несущей качающийся рычаг. В камере анероида рычаг находится под воздействием силы давления воздуха в компрессоре, которая действует на диафрагму. Поскольку эффективные площади анероида и диафрагмы равны, не может быть получено никакой силы от давления топлива внутри камеры анероида. В другой камере (клапанной) на рычаг действует сила, вызываемая давлением топлива в магистрали, ведущей к форсункам, которое также действует на диафрагму. На конце рычага находится полушаровой клапан, закрывающий отверстие, соединяющееся с вспомогательным регулятором топливного насоса. При увеличении давления в компрессоре качающийся рычаг перемещается в сторону закрытия отверстия; таким образом расход топлива из насоса увеличивается. Уменьшение давления воздуха приводит к уменьшению расхода топлива. Подобным же образом при повышении давления топлива в магистрали, ведущей к форсункам, вспомогательное отверстие открывается, расход топлива уменьшается и, наоборот, уменьшение давления топлива вызывает увеличение расхода.

Регулирование температуры газа на входе в турбину

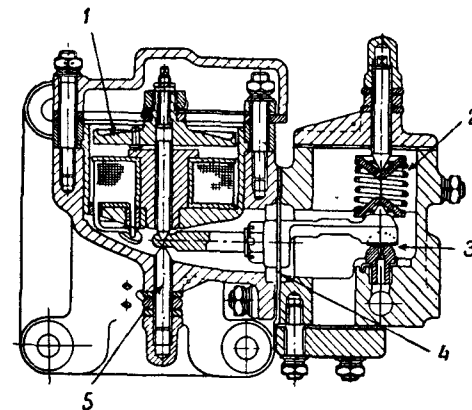
Как упоминалось выше, если дроссель открывается слишком быстро, то подается лишнее количество топлива. Это может вызвать помпаж компрессора, погасание пламени или во многих случаях повышение температуры пламени, поскольку всегда имеется избыток кислорода в воздухе, поступающем в камеру сгорания. Современные компрессоры осевого типа более склонны к помпажу, чем более ранние конструкции.

Чрезмерно большие температуры, вызываемые избытком топлива, могут вызвать серьезные повреждения камеры сгорания и лопаток турбины. Однако температуру можно легко регулировать при помощи *температурного регулятора топливной системы*, или при помощи *регулятора отношения расходов топлива и воздуха*. В этой связи ограничение температуры на входе в турбину — или температуры газа в сопле (что на практике более удобно) — в большинстве случаев признается удовлетворительным, хотя с недавних пор для авиационных двигателей предпочитают метод регулирования приемистости двигателя. Это осуществляется при помощи регулятора расхода топлива, работа которого зависит от *давления воздуха на выходе из компрессора*, так как расход воздуха, поступающего в камеру сгорания, пропорционален этому давлению. При такой системе регулирования с небольшими поправками на величину температуры на входе в двигатель увеличение температуры в компрессоре и коэффициент полноты сгорания — температура газа на входе в турбину может поддерживаться постоянной. Более полные сведения о регуляторах приемистости даны в работе [96].

При регулировании температуры в сопле в выхлопной трубе за колесом турбины параллельно устанавливаются термодары. Когда температура выхлопных газов превышает заданное максимальное значение, усилившийся электрический ток возбуждает электромагнит, который воздействует на вспомогательный клапан топливного насоса, регулирующий давление топлива. На примере, показанном на фиг. 115, хромель-алюмелевые термодары используются вместе с магнитным усилителем для подачи сигнала постоянного тока к электромагниту, управляющему полусферическим клапаном сервомеханизма топливного насоса, регулирующего подачу топлива к форсункам.

К другим методам регулирования температуры относится применение расширяющегося кварцевого стержня и баллона с парами ртути. Метод регулирования, основанный на применении расширяющегося стержня, используется в стационарных двигателях. Он заклю-

чается в том, что расширяющийся кварцевый стержень воздействует на один конец качающегося рычага, расположенного в корпусе регулятора. Другой конец этого рычага управляет пластинчатым дросселем, перекрывающим отверстие для прохода воздуха в пневматической передающей системе, при помощи которого регулируется клапан сервомеханизма топливного насоса.



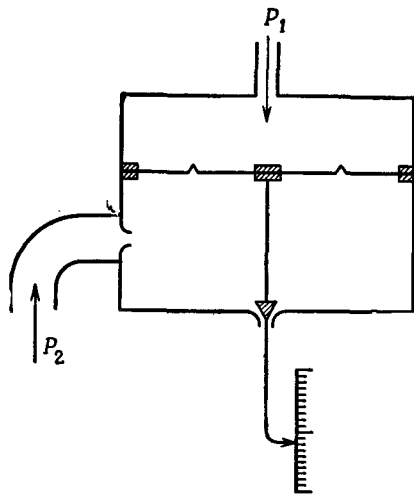
Фиг. 115. Метод регулирования температуры на входе в турбину при помощи дозирования топлива («Ватсон»).

1 — фланец; 2 — пружина; 3 — полусферический клапан; 4 — гибкая стенка; 5 — «стоп».

Метод регулирования с применением баллона с ртутью основан на использовании стального баллона и капиллярной трубки, наполненных ртутью и ее парами. Регулятор действует следующим образом. Повысившееся вследствие увеличения температуры выхлопных газов давление паров ртути достигает максимальной величины и оказывает воздействие на чувствительный элемент, который в свою очередь действует на сервомеханизм топливного насоса, и подача топлива уменьшается.

Пневматический метод регулирования подачи топлива

Пневматический метод регулирования, известный как метод отношения давлений «Микроджет» и предназначенный для регулирования подачи топлива в газотурбинный двигатель, был разработан в США. Его назначение — удовлетворять различным требованиям



Фиг. 116. Схема пневматического топливного регулятора «Микроджет».

к температуре на входе в турбину, раскрутке двигателя, ограничениям приемистости, сброса оборотов, погасания и т. д. Схема регулятора «Микроджет» [111] показана на фиг. 116. Этот прибор должен посылать внешний сигнал в виде механического перемещения, указывающего на величину отношения двух давлений p_1 и p_2 . Давление p_1 подается к верхней стороне гибкой диафрагмы, другое, p_2 , вырабатывает регулируемое относительное давление, которое подается к нижней стороне диафрагмы.

Относительное давление вырабатывается воздухом, который отбирается обычно на выходе из компрессора.

Этот воздух проходит последовательно через два отверстия; площадь одного из них регулируется конической иглой, прикрепленной к диафрагме. В процессе работы гибкая диафрагма перемещается в соответствии с разностью давлений таким образом, что относительное давление поддерживается равным тому, которое действует на верхнюю сторону диафрагмы. Таким образом, любое увеличение верхнего давления заставляет диафрагму перемещаться вниз и уменьшает тем самым площадь второго отверстия. В результате этого увеличивается относительное давление и перемещение диафрагмы замедляется до тех пор, пока не установится новое равновесное положение, т. е. положение, при котором эти два давления равны. Это положение диафрагмы будет соответствовать новому отношению давлений, так как аналитически можно показать, что это смещение является функцией отношения давлений.

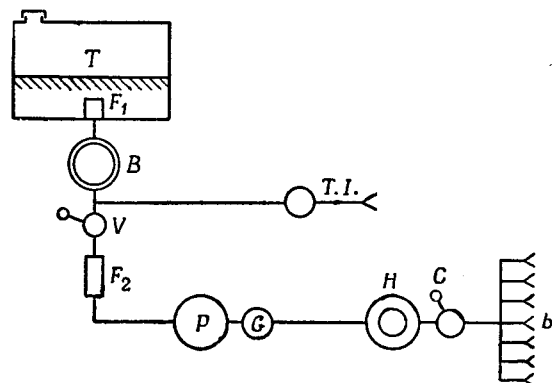
Регулятор «Микроджет» при использовании различных механических сигналов на входе, как, например, положение дросселя или перемещение под действием прибора, реагирующего на увеличение давления или скорости, может осуществлять большое разнообразие функций восприятия и вычисления. Очевидно, если прикладывать к диафрагме различные силы, такие, как силы давления, упругости или инерции, можно расширить область применения этого прибора.

Принципиальная схема топливной системы

Самое простое представление о топливной системе газотурбинного двигателя можно получить из рассмотрения схемы фиг. 117. Здесь изображен топливный бак T_c с лепестковыми клапанами; фильтр F_1 ; подкачивающий насос низкого давления B ; отсекающий клапан V ; фильтр низкого давления F_2 ; насос высокого давления P с регулятором подачи топлива или давления топлива G , подающим определенное количество топлива при заданном давлении распыла к форсункам b через жиклер H и кран высокого давления C , который служит для отсеки топлива, необходимой при остановке двигателя.

Подкачивающий насос B , который обычно помещается в топливном баке, подает топливо из бака к насосу высокого давления P при давлении $0,56—0,84 \text{ кг/см}^2$.

Давление топлива в форсунке обычно колеблется в пределах $1,4—3,5 \text{ кг/см}^2$ на режимах холостого хода и в пределах $24,5—105—140 \text{ кг/см}^2$ на режиме максимального числа оборотов в зависимости от типа двигателя и типа камеры сгорания. Производительность главного



Фиг. 117. Принципиальная схема топливной системы газотурбинного двигателя.

топливного насоса колеблется от $36,3 \text{ л/час}$ для двигателя мощностью 50 л.с. до 727 л/час для двигателя мощностью 1000 л.с.

Вернемся вновь к фиг. 117. Элемент, обозначенный на схеме через TI , представляет собой факельный воспламенитель, который использовался на некоторых двигателях, например, на двигателе «Турбомека» с целью холодного запуска. На двигателях, имеющих несколько камер сгорания, обычно устанавливались два или несколько таких воспламенителей. Каждый из них состоит из форсунки низкого давления, помещенной в устройство с электрической свечой.

Следует отметить, что в современных двигателях для запуска используются свечи зажигания с поверхностным разрядом, а также системы зажигания высокой энергии. Дальнейшие ссылки на эти системы будут сделаны ниже.

Требования к топливной системе

Расход топлива в минуту, необходимый для работы газотурбинного двигателя на установившемся режиме, как было сказано ранее, определяется количеством воздуха в минуту, подаваемом в камеру сгорания. Последнее в свою очередь зависит от размеров двигателя, температуры и давления на входе в двигатель и от числа его оборотов. Необходимо иметь запас, для того чтобы можно было увеличить расход топлива при приемистости, а также уменьшить его для работы на пониженных числах оборотов двигателя, в частности на крейсерских режимах.

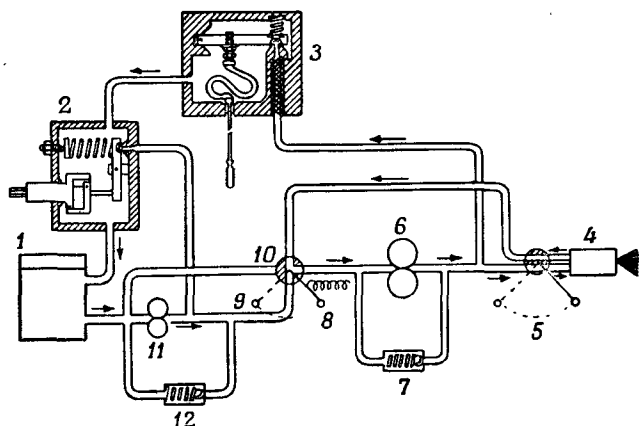
Можно показать [95], что количество топлива, потребное в минуту для работы двигателя с постоянным числом оборотов, зависит от: 1) давления воздуха на входе в компрессор; 2) температуры воздуха на входе в компрессор; 3) числа оборотов двигателя; 4) коэффициента полноты сгорания; 5) размера или мощности двигателя, по которым определяют расход воздуха.

В случае стандартных атмосферных условий и современных камер сгорания с практически постоянным коэффициентом выделения тепла предыдущее положение можно упростить и сформулировать его следующим образом: расход топлива в минуту, потребный для работы двигателя с постоянным числом оборотов, должен регулироваться давлением воздуха на входе в двигатель и числом оборотов двигателя при том условии, что для ограничения критических режимов необходимы специальные механизмы.

Пример простой топливной системы

Как указывалось ранее, газотурбинные двигатели с постоянным числом оборотов, применяемые в качестве стационарных силовых установок для привода генераторов и насосов, имеют сравнительно простую топливную систему. Типичным примером такой системы является топливная система раннего двигателя IS/60 фирмы «Ролвер», схема которого показана на фиг. 118.

Эта система включает приводимые двигателем дозирующий и циркуляционный насосы; редукционные клапаны высокого и низкого давления, открывающиеся соответственно при давлениях 42,1 и 7,0 кг/см²; механический регулятор числа оборотов; регулятор температуры газов в выхлопной трубе и обычные топливные краны



Фиг. 118. Топливная система двигателя IS/60 фирмы «Ровер».

1 — топливный бак; 2 — центробежный регулятор; 3 — парортутный регулятор температуры; 4 — форсунка сливного типа; 5 — стоп-кран; 6 — циркуляционный насос; 7 — редукционный клапан (7 кг/см²); 8 — работа; 9 — запуск; 10 — трехходовой кран; 11 — дозирующий насос; 12 — редукционный клапан (42 кг/см²).

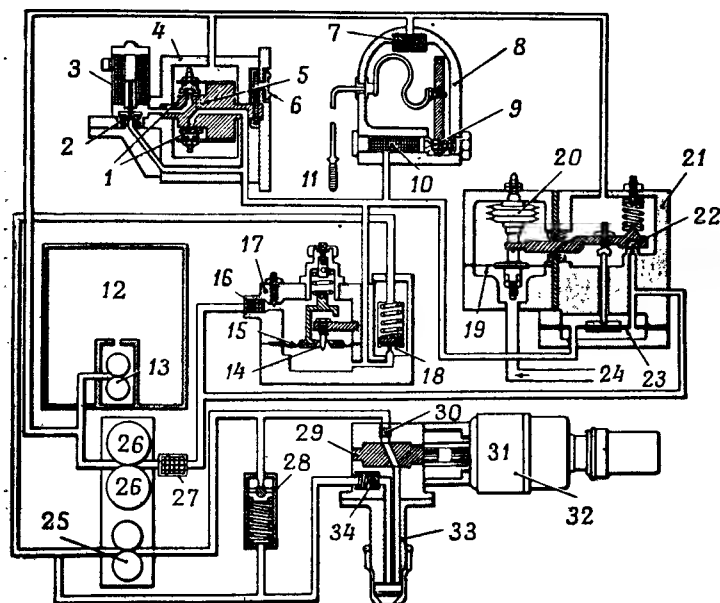
для запуска и работы двигателя, а также для его остановки. Управление подачей топлива к форсунке сливного типа в этой системе осуществляется посредством механического регулятора числа оборотов и температурного регулятора, основанного на использовании паров ртути. Они открывают или закрывают полушаровые клапаны, благодаря чему увеличивается или уменьшается расход топлива и ограничивается число оборотов двигателя или максимальная температура газа на входе в турбину. Трехходовый кран, установленный в магистрали подачи дозирующего насоса, находясь в положении, соответствующем запуску, закрывает сливную магистраль, идущую

щую от форсунки, и перепускает топливо мимо дозирующего насоса, так что при открытом стоп-кране все топливо распыляется форсункой. Циркуляционный насос соединен с топливным баком и дозирующим насосом таким образом, что при запуске обеспечивается максимальный расход топлива. Как видно из фиг. 118, рычаг трехходового крана находится в положении, соответствующем работе двигателя. Когда стоп-кран передвигается в левое положение, он отсекает подачу топлива к форсунке и соединяет топливную магистраль с линией слива, предупреждая тем самым любое увеличение давления. Кроме того, он позволяет держать топливную магистраль к форсунке, заполненной топливом для последующего запуска. Следует отметить, что стоп-кран выполнен за одно целое с форсункой. Регулятор числа оборотов и температурный регулятор фирмы «Лукас» применяются вместе с топливным агрегатом фирмы «Плесси», состоящим из двух одноступенчатых шестеренчатых насосов. При максимальном числе оборотов турбины, равном 45 000 об/мин, малый дозирующий насос имеет расход 79,5 л/час. Большой насос работает с числом оборотов, в 10 раз меньшим числа оборотов турбины. Насос фирмы «Плесси» также нагружает подшипники двигателя и зубчатых колес для уменьшения боковых зазоров, сведения к минимуму утечек и улучшения смазки.

Топливная система вспомогательного авиационного газотурбинного двигателя «Ровер»

Эта топливная система сконструирована для малого газотурбинного двигателя, предназначенного в качестве вспомогательной силовой установки для самолета; двигатель работает на керосине или бензине. Подача топлива производится с учетом влияния высоты. Поэтому включение в топливный агрегат регулятора отношения расходов топлива и воздуха, а также введение других усовершенствований неизбежно усложнило топливную систему по сравнению с той, которая рассматривалась ранее. Схема усовершенствованной топливной системы показана на фиг. 119.

Эта топливная система включает главный топливный бак с погруженным в него подкачивающим насосом, который подает топливо при низком давлении. После прохождения через фильтр топливо подается в систему



Фиг. 119. Система регулирования топлива авиационного бортового вспомогательного газотурбинного двигателя «Ровер».

1 — сливные клапаны; 2 — клапан, включаемый и выключаемый соленоидом; 3 — соленоид; 4 — центробежный регулятор; 5 — заглушенный канал; 6 — зубчатка привода; 7 — фильтр; 8 — температурный регулятор; 9 — сливной клапан; 10 — фильтр; 11 — парорутный термометр; 12 — топливный бак; 13 — бустерный насос; 14 — регулируемое отверстие; 15 — диафрагма; 16 — фильтр; 17 — дозирующий клапан; 18 — клапан давления; 19 — диафрагма; 20 — откаченный анеронд; 21 — регулятор отношения расходов воздуха и топлива; 22 — сливной клапан; 23 — диафрагма; 24 — давление наддува; 25 — рециркуляционный насос; 26 — основной насос; 27 — фильтр; 28 — редукционный клапан; 29 — стоп-кран; 30 — фильтр; 31 — соленоид; 32 — управляемый соленоидом стоп-кран форсунки сливного типа; 33 — форсунка сливного типа; 34 — клапан одностороннего действия.

и циркулирует в ней при помощи *спаренного шестеренчатого насоса*, приводящего в действие *двухдиапазонный механический регулятор*. При помощи этого топливного насоса «Мк-VI» фирмы «Плесси» подаются малые порции топлива, проходящего с большой скоростью. Он со-

стоит из двух смонтированных в одном общем корпусе шестеренчатых насосов, которые отличаются друг от друга только шириной шестерен. Производительность *малого насоса* 1,2 л/мин при скорости 1000 об/мин, а *большого насоса* — 2,7 л/мин при том же числе оборотов. Малый насос работает в качестве питающего насоса, подающего топливо через различные элементы системы на вход большого насоса, у которого имеется редукционный клапан, открывающийся при давлении 56,2—63,1 кг/см². Большой насос подает топливо в коллектор форсунок под большим давлением. Поскольку количество подаваемого топлива больше, чем это необходимо для сгорания, избыток топлива сливается из форсунок и возвращается обратно на вход в насос для рециркуляции. Благодаря высокому давлению подачи топливо хорошо распыляется вплоть до очень малых расходов.

В роторе регулятора имеются два сливных клапана, действующих от центробежной силы и открывающихся при разных скоростях: один при высокой, другой — при низкой. Один из этих клапанов непосредственно связан с топливным регулятором, другой посредством клапана «включено — выключено» — с управляемым соленоидом. Таким образом, регулятор действует в качестве прибора, ограничивающего подачу топлива при заранее заданных скоростях. Это достигается путем слива избытка топлива из главного коллектора форсунок обратно на вход основного насоса, чтобы уменьшить количество топлива, подаваемого к форсункам.

Регулятор температуры, предназначенный для ограничения максимальной температуры на входе в турбину, парорутного типа.

Дозирующий клапан и клапан давления образуют единый агрегат. Первый из них работает вместе с регулятором отношения расходов топлива и воздуха, таким же, как описанный на стр. 286; он дозирует расход топлива к форсункам таким образом, что эта величина пропорциональна давлению на выходе из компрессора. *Клапан давления* представляет собой пластинку, удерживаемую пружиной и расположенную вниз по потоку по отношению к дозирующему клапану. Он предназначен для

того, чтобы поддерживать достаточное давление топлива в системе, которое позволило бы сливать топливо из регулятора на больших высотах.

Форсунка имеет *приводимый соленоидом отсечной кран*, назначение которого заключается в отсечке топлива, идущего в форсунку по основному каналу; этим облегчается запуск двигателя, так как топливная магистраль поддерживается целиком заполненной. В двигателе используется форсунка сливного типа. Это дает возможность получить широкий диапазон расходов топлива, причем даже при низких давлениях топлива обеспечивается хороший распыл. При малых числах оборотов двигателя и высотных условиях к форсунке может быть подано топливо в избытке, при этом избыток поступает обратно в циркуляционный насос. Топливо подается в форсунку через заднюю стенку, в которой имеются отверстия для подачи и слива топлива. Затем оно через тангенциальные отверстия в закручивающей пластинке попадает в вихревую камеру конической формы, откуда через выходные отверстия поступает в камеру сгорания в виде тонкораспыленных брызг или сливается обратно в циркуляционный насос. Топливная система форсунки включает также *редукционный клапан*, установленный параллельно с форсункой и циркуляционным насосом, необходимый для того, чтобы обеспечить стравливание излишнего давления топлива в коллекторе форсунки.

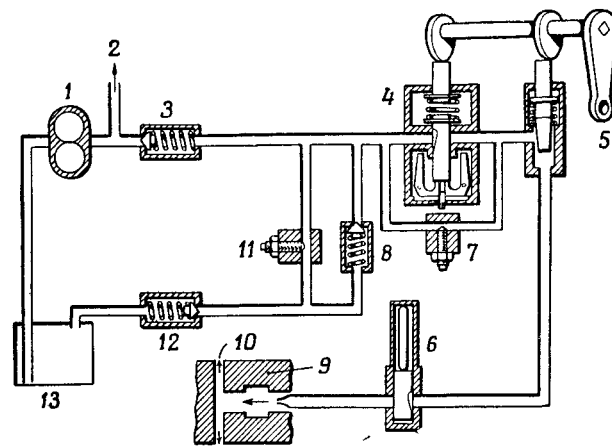
Поскольку газотурбинный двигатель «Нептун» фирмы «Ровер» работает обычно на одном из двух заранее выбранных чисел оборотов, в нем не предусмотрен дроссель. Расход топлива, как уже указывалось, автоматически поддерживается сливными клапанами регулятора отношения расходов топлива и воздуха, центробежным и температурным регуляторами.

Топливная система двигателя «Палуст» фирмы «Турбомека»

Эта топливная система, пригодная для любого из двигателей серии «Блекборн — Турбомека», предназначена для работы в земных условиях. В ней исполь-

зуется топливный насос, который во всех двигателях имеется для того, чтобы обеспечить необходимое для его работы число оборотов при максимальном числе оборотов двигателя. Число оборотов насосов изменяется в диапазоне 1800—4300 об/мин.

Топливная система (фиг. 120) состоит из топливного насоса; соленоидного отсечного клапана, установленного



Фиг. 120. Система регулирования «Лукас» для наземных двигателей «Турбомека».

1 — насос; 2 — к соленоиду факельного воспламенителя; 3 — клапан давления; 4 — центробежный регулятор; 5 — дроссельный клапан; 6 — регулятор температуры; 7 — ускорительный канал регулятора; 8 — редукционный клапан; 9 — вал двигателя; 10 — радиальные отверстия для выхода топлива; 11 — канал приемистости; 12 — клапан одностороннего действия; 13 — бак.

в трубопроводе, идущем к факельному воспламенителю; клапана давления; редукционного клапана; двух связанных между собой дроссельных клапанов (одного управляемого регулятором, другого — вручную); предохранительного крана для режимов приемистости; ограничителя максимальной температуры и топливной форсунки.

Работа топливной системы. При запуске двигателя топливо из топливного бака засасывается насосом и под давлением ниже $4,2 \text{ кг/см}^2$ подается через клапан, управляемый соленоидом, к факельному воспламенителю.

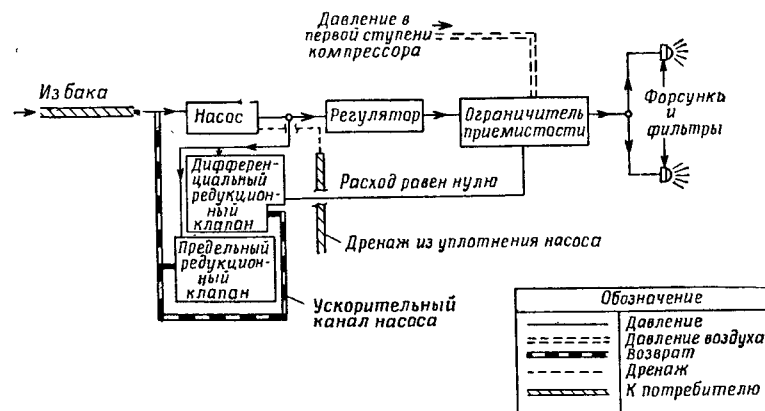
Тем временем давление топлива возрастает в достаточной степени для того, чтобы оно смогло открыть клапан давления, который тарируется на величину $4,2 \text{ кг/см}^2$. Это позволяет топливу пройти последовательно через дроссельный клапан регулятора, дроссельный клапан, управляемый вручную, и температурный ограничитель к форсунке в камере сгорания. В данном случае применяется топливная форсунка такого типа, при котором топливо впрыскивается в центральное отверстие, сделанное в вале компрессора, и затем под действием центробежных сил подается через ряд радиальных отверстий в кольцевую камеру сгорания (см. фиг. 144 и 149). Редукционный клапан, показанный на фиг. 120, открывается при давлении $8,4 \text{ кг/см}^2$, для того чтобы избежать чрезмерного роста давления, а также осуществить слив избытка топлива.

В нормальном положении ограничитель максимальной температуры почти полностью открыт, причем желаемая степень его открытия устанавливается дроссельным клапаном ручного управления и поддерживается положением клапана регулятора. Регулятор механический, центробежного типа, с приводом от насоса, предназначен для того, чтобы перемещать плунжер с целью изменения площади и тем самым регулировать подачу топлива, протекающего по главной магистрали к форсунке. Число оборотов регулятора определяется затяжкой пружины, действующей на грузики. При помощи двух пружин обеспечиваются два диапазона работы регулятора. Одна пружина регулирует диапазон малых скоростей, вторая постепенно входит в действие и регулирует диапазон высоких скоростей.

Топливная система двигателя «Боинг 502-10С»

Система регулирования подачи топлива свободнопоршневого двигателя «Боинг 502-10С», описание которого приведено в гл. 10, схематично изображена на фиг. 121. В двигателе имеются две симметрично расположенные горизонтальные камеры сгорания индивидуального типа. Все элементы топливного регулятора, включая топливный насос с шестернями для привода

агрегатов, ограничитель приемистости и отсечный клапан, смонтированы в один агрегат, в котором имеются внутренние каналы для топлива. Насос шестерчатого типа подает топливо под давлением порядка $52,6 \text{ кг/см}^2$. Регулятор шарикового типа дозирует подачу топлива в необходимых количествах для того, чтобы поддерживать



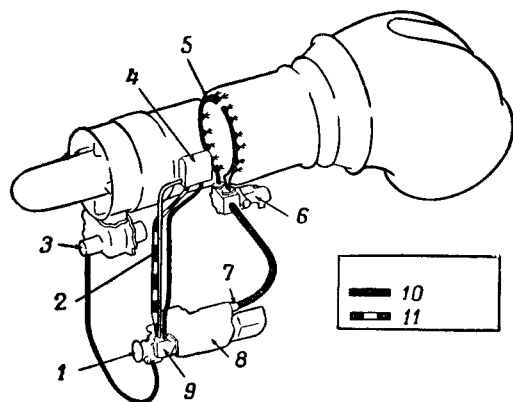
Фиг. 121. Система регулирования подачи топлива двигателя «Боинг 502-10С».

заданное положение дроссельного клапана. Приемистость двигателя ограничивается специальным ограничительным клапаном, который в любом случае регулирует величину максимального расхода топлива в соответствии с величиной давления воздуха на выходе из компрессора. В топливной системе предусмотрены специальные агрегаты для регулирования подачи топлива при запуске, режиме холостого хода и максимального числа оборотов, а также приемистости.

Если необходимо регулировать число оборотов двигателя, то на коробке передач привода агрегатов устанавливается второй регулятор, реагирующий на изменение числа оборотов. В нем имеется механическая связь с рычагом дросселя регулятора оборотов двигателя. Когда рычаг дросселя газогенератора используется для управления двигателем, регулятор оборотов становится ограничителем максимального числа оборотов.

Топливная система двигателя Т-58 фирмы «Дженерал электрик»

Топливная система этого двигателя мощностью 1000 л. с., имеющего осевой компрессор и свободную турбину, показана схематично на фиг. 122. Она включает следующие основные элементы: ускорительный насос, подающий топливо к центробежному фильтру,



Фиг. 122. Схема топливной системы двигателя Т-58, фирмы «Дженерал электрик».

1 — топливный насос; 2 — возвратная топливная магистраль; 3 — центробежный фильтр; 4 — привод спрямляющих лопаток; 5 — топливные коллекторы; 6 — разделитель топлива; 7 — клапан давления; 8 — регулятор подачи топлива; 9 — вспомогательный клапан; 10 — высокое давление; 11 — низкое давление.

который необходим для того, чтобы можно было применять загрязненные топлива; питательный насос; регулятор подачи топлива; топливо-масляный радиатор; разделитель топливного потока; топливные коллекторы; форсунки; дренажные трубки. Из топливного насоса, приводимого от двигателя, топливо поступает в регулятор подачи топлива, где оно дозируется. Неиспользованное топливо перепускается обратно на вход насоса. Дозированный расход топлива проходит через стоп-кран, масляный радиатор, разделитель топливного потока и попадает в топливный коллектор с присоединенным к

нему большим числом форсунок, через которые он поступает в кольцевую камеру сгорания, установленную на этом двигателе.

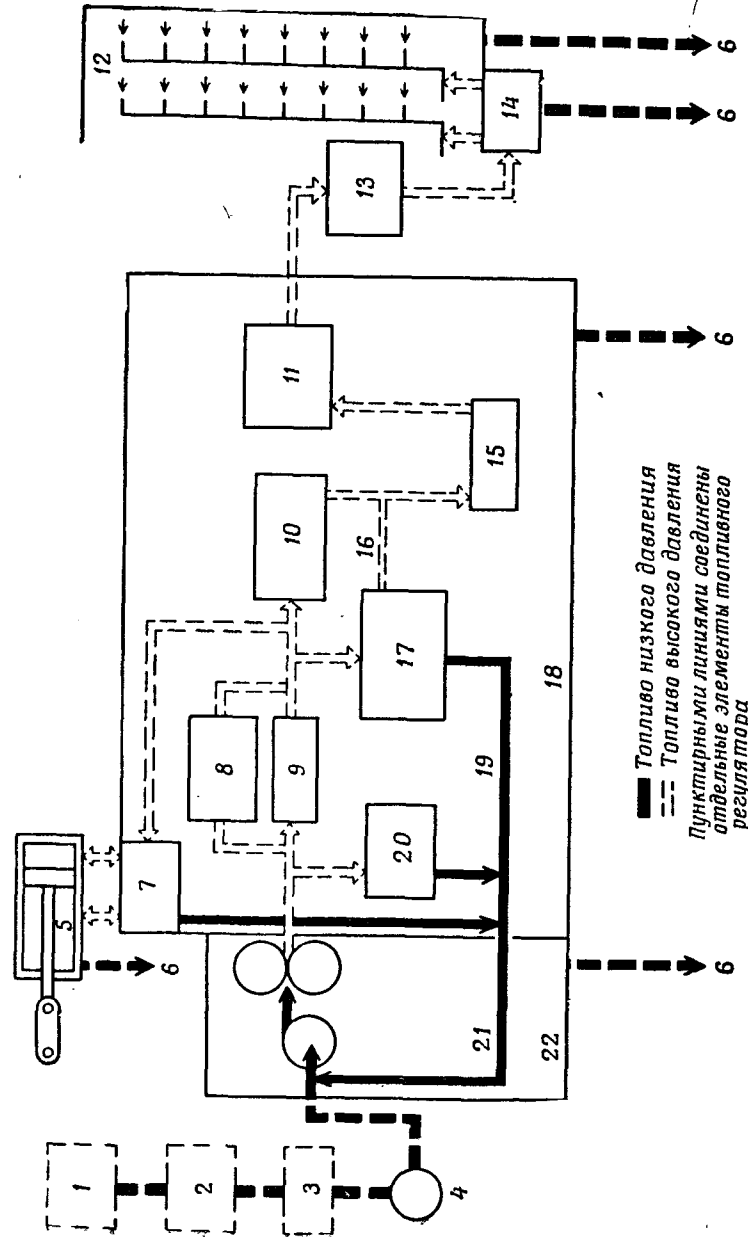
Принципиальная схема топливной системы двигателя Т-58 показана на фиг. 123. Она была специально спроектирована для двигателя со свободной турбиной, предназначенного для привода лопастей вертолета, с тем чтобы исключить необходимость регулирования летчиком числа оборотов двигателя в нормальных эксплуатационных условиях. Регулятор подачи топлива обеспечивает выполнение следующих задач: он поддерживает заданное число оборотов силовой турбины; предотвращает раскрутку турбокомпрессора; предотвращает наступление срыва в компрессоре; ограничивает температуру газа на входе в турбину; предотвращает остановку двигателя вследствие богатого или бедного состава топливной смеси; регулирует число оборотов турбокомпрессора на режиме холостого хода; регулирует положения входных направляющих лопаток и спрямляющих лопаток статора, обеспечивающих максимальные значения к. п. д. компрессора. Он также обеспечивает защиту от чрезмерного увеличения давления и дозирует подачу топлива для распределения его по форсункам камеры сгорания. Единственный рычаг управления числом оборотов двигателя (сектор газа) имеет диапазон углового перемещения в 120°. Положение сектора газа при значениях угла его установки от 0 до 3° соответствует двигателю в нерабочем состоянии; положение сектора газа при 50° соответствует режиму холостого хода двигателя; положения от 50 до 70° — переходному диапазону числа оборотов, используемому для перехода двигателя с режима холостого хода в диапазон регулирования числа оборотов свободной турбины; при положениях сектора газа от 70 до 120° система регулирования двигателя автоматически регулирует подачу топлива, необходимого для поддержания заданного числа оборотов свободной турбины. Диапазон регулирования числа оборотов ротора составляет 15%. При нормальной работе двигателя заданное число оборотов поддерживается автоматически и независимо от величины потребной мощности, находящейся в пределах максимальной мощности двигателя.

Топливная форсунка

В отличие от форсунки дизеля, которая работает лишь часть периода каждого цикла, а именно от $1/12$ до $1/25$ этой величины, форсунка газотурбинного двигателя работает непрерывно и подает относительно большое количество топлива. Так, у газотурбинного двигателя мощностью 250 л. с. максимальный расход топлива составляет 1,59—2,27 кг/мин в зависимости от величины к. п. д. двигателя. Так же, как и в случае форсунки дизеля, это топливо должно быть тонко распылено и хорошо перемешано с первичным воздухом, идущим на сгорание. Для распыления большого количества непрерывно поступающего топлива в газотурбинном двигателе используется система, отличная от системы дизеля. В конструкции форсунки, получившей распространение в настоящее время в Англии, имеется небольшое выходное отверстие, в которое попадает несколько потоков топлива; каждый из них имеет тангенциальное направление движения. Топливо выходит под небольшим давлением вначале в виде капелек, а затем, когда давление увеличивается, в виде пузырей с каплями. При дальнейшем росте давления топливо выходит уже в виде пленки, имеющей форму пустотелого конуса; это зависит от вязкости топлива. В конце концов, когда достигается критическое давление, коническая пленка разбивается и превращается в конус распыла, состоящий из массы мелких капелек. Такой вид распыла топлива используется в камерах сгорания газотурбинных двигателей для смешения и сгорания с первичным воздухом.

По мере увеличения давления топлива степень распыла возрастает. Для экономичного сгорания требуется давление от 3,5 до 70,2 кг/см².

На режиме холодного хода давление топлива должно превышать 1,05—1,40 кг/см², для того чтобы обеспечить хороший распыл топлива при малых скоростях. У двигателей, работающих при различных нагрузках и числах оборотов, например у автомобильных двигателей, может иметь место широкий диапазон величин расхода и давления топлива. При всех этих условиях распылитель форсунки должен работать хорошо.

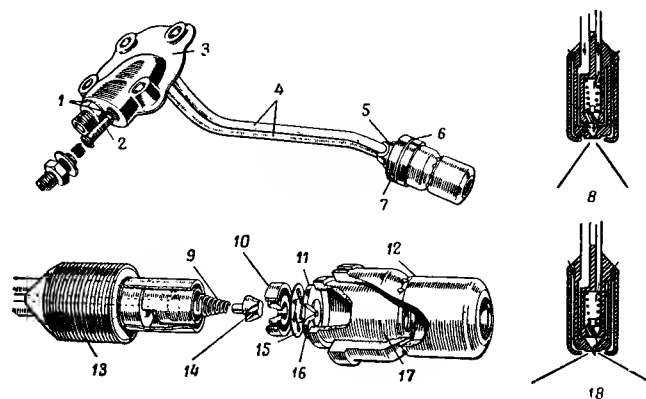


Ф и г. 123. Система регулирования подачи топлива двигателя Г-58.

1 — топливный бак; 2 — бустерный насос; 3 — сетка; 4 — центробежный насос; 5 — фильтр; 6 — привод топливного насоса; 7 — топливный клапан; 8 — форсунка; 9 — ускорительный канал; 10 — фильтр; 11 — дозирующий клапан; 12 — ограничительный стоп-кран; 13 — камера сгорания; 14 — масляный радиатор; 15 — разделитель; 16 — стоп-кран; 17 — направляющий канал; 18 — клапан регулирования давления; 19 — топливный насос; 20 — топливный клапан; 21 — топливный насос; 22 — топливный бак.

Типичные топливные форсунки

Типичной одноканальной форсункой является форсунка «Симплекс», в которой объединены вихревая форсунка простого типа, имеющая в своей стенке три тангенциальных выходных отверстия, и внутренняя вихревая камера конической формы. Топливный фильтр установлен в державке форсунки.



Фиг. 124. Топливная форсунка „Дуплекс I“ с двумя распылителями.

1—вход топлива; 2—фильтр; 3—пластина крепления; 4—соединяющие трубки; 5—муфта; 6—шайба с контрвой; 7—замок; 8—двойной поток; 9—пружина; 10—кольцо; 11—пластинка с отверстием; 12—кожух втулки; 13—муфта; 14—пробка со спиральными прорезями; 15—закручивающаяся пластина; 16—вихревая камера; 17—втулка; 18—одинарный поток.

Поскольку форсунка с выходным отверстием постоянного сечения не может удовлетворить всем требованиям, применяются многоканальные форсунки, рассчитанные как на низкое, так и на высокое давление. В этих форсунках при малом давлении топлива работает только одна распылительная система; по мере увеличения давления вступает в действие вторая система. Типичным представителем таких форсунок является показанная на фиг. 124 форсунка «Дуплекс I» фирмы «Лукас», в которой имеется две системы распыления топлива — для малых и для больших расходов. Действие этой форсунки

основано на принципе изменения эффективной площади выходных щелей, которые придают топливу тангенциальное направление движения при изменении давления.

Два отдельных отверстия регулируются разделительным клапаном, который расположен отдельно от форсунки и может быть выполнен единым для всех форсунок данного двигателя. В державке форсунки имеются две подводящие трубки, оканчивающиеся с одной стороны в установочной пластине, а с другой — в наконечнике форсунки. Одна из трубок (меньшего диаметра) предназначена для вспомогательного потока топлива, другая (большого диаметра) — для основного потока. Для предотвращения попадания частиц грязи на входе во вспомогательную трубку устанавливается фильтр.

В форсунке имеются следующие элементы: пластинка с отверстием, которая образует коническую вихревую камеру и оканчивается калиброванным отверстием; закручивающая пластина, имеющая центральное отверстие и несколько тангенциальных щелей, через которые основной и вспомогательный потоки топлива попадают в вихревую камеру; кольцевой элемент с центральным отверстием для вспомогательного потока и рядом отверстий вокруг него для основного потока топлива; поддерживаемая конической пружиной коническая закручивающаяся пробка, на поверхности которой имеются спиральные прорези для прохода топлива во вспомогательный трубопровод. Коническая пробка устанавливается в центральное отверстие кольцевого элемента. Регулировка разделительного клапана или клапана давления осуществляется за счет того, что при малых расходах все топливо проходит через вспомогательный трубопровод; затем оно проходит через фильтр, установленный на входе в канал, и вдоль трубки малого диаметра для вспомогательного потока топлива поступает к закручивающейся пробке. Через спиральные прорези на ее поверхности и отверстие в закручивающейся пластинке топливо попадает в вихревую камеру, откуда через выходное отверстие поступает в камеру сгорания в виде конуса распыла. Клапан давления отрегулирован так, чтобы трубопровод основного потока топлива открывался постепенно, по мере возрастания давления. При нормальных

условиях работы топливо подается через оба трубопровода — основной и вспомогательный.

Примером форсунки другого типа является форсунка «Дуплекс II», в которой имеется собственный клапан давления и используется общее отверстие. Основной и вспомогательный потоки топлива проходят через отдельные закручивающие пластинки, имеющие тангенциальные щели.

Более современная форсунка «Дуплекс III» включает конструктивные усовершенствования, основанные на экспериментах, проведенных с двумя другими моделями. У этой форсунки имеются две подводящие трубки; для обоих потоков топлива — основного и вспомогательного — предусмотрены отдельные закручивающая и распыляющая пластинки; это удобно для авиационных газотурбинных двигателей.

Форсунка сливного типа

Во многих газотурбинных двигателях, упоминаемых в этой книге, оказывается предпочтение форсункам сливного типа. Принцип действия этой форсунки основан на том, что избыток подаваемого топлива, не требующийся на режимах малых чисел оборотов двигателя и больших высотах полета, поступает обратно в область низкого давления топливной системы, или осуществляется повторная подача топлива на вход в форсунку при помощи отдельного насоса. Таким путем возможно обеспечить достаточно высокие давления подачи топлива для того, чтобы добиться вполне удовлетворительного распыла топлива во всем диапазоне его расхода.

В форсунке имеется вихревая камера, топливо в которую поступает через ряд тангенциальных щелей. Кроме того, в ней имеется сливной канал, который должен быть расположен так, чтобы достигался широкий диапазон давления топлива в этом канале и характеристик угла распыла. В конструкции форсунки, показанной на фиг. 125, поток топлива, направляемого на слив, проходит от задней стенки вихревой камеры через кольцевой канал. Форсунка состоит из следующих элементов: распределительной пластинки с подводом к ней топлива и

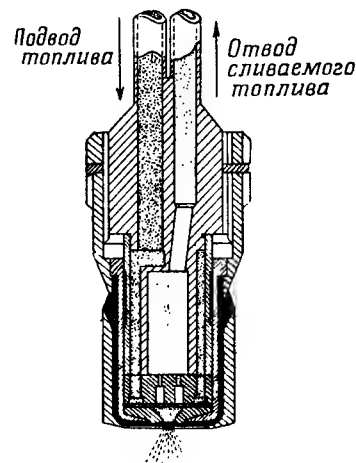
сливными отверстиями; закручивающей пластинки с щелями, прорезанными тангенциально по отношению к центральному отверстию; пластинки с отверстием, в которой коническая вихревая камера заканчивается калиброванным выходным отверстием. Распыл топлива в такой форсунке имеет обычную коническую форму, причем угол конуса распыла изменяется в соответствии с количеством сгоревшего топлива. Так, при постоянном расходе на входе угол распыла будет больше при малых расходах через форсунку.

Форсунки испарительного типа

Другим типом форсунки является такой, при котором топливо вначале испаряется, а затем после смешения его с необходимым количеством первичного воздуха сгорает в жаровой трубе. Продукты сгорания используются для предварительного нагрева топливно-воздушной смеси; это достигается за счет направления продуктов сгорания вверх по потоку.

Этот метод применяется в двигателях фирмы «Армстронг — Сиддли» и в упрощенном виде в газотурбинном двигателе «Бадворт». Основные преимущества испарительного метода заключаются в следующем:

1. При всех эксплуатационных условиях проще регулировать процесс сгорания воздушно-паровой смеси, чем топливно-воздушной.
2. Процесс сгорания легче организовать таким образом, чтобы оно было более полным в широком диапазоне давлений и температур на выходе из компрессора.
3. Этот метод позволяет избежать применения сложных форсунок для распыления топлива с их неприятно-



Фиг. 125. Топливная форсунка сливного типа.

стями, связанными с формой распыла топлива и его проникновением при различных давлениях и температурах на входе.

4. Поскольку в испарительных системах форсунки высокого давления не применяются, давление топлива может быть значительно ниже, чем в системах с распылением топлива. Оно может быть ниже значений, применяемых в различных вспомогательных агрегатах топливной системы. Это давление не превышает $28,1 \text{ кг/см}^2$.

Воспламенение распыленного топлива

Воспламенение распыленного топлива является до некоторой степени трудной задачей, однако она решена тремя принципиально различными путями¹⁾: 1) искры высокого напряжения; 2) факельный воспламенитель; 3) запальная свеча с поверхностным разрядом высокой энергии.

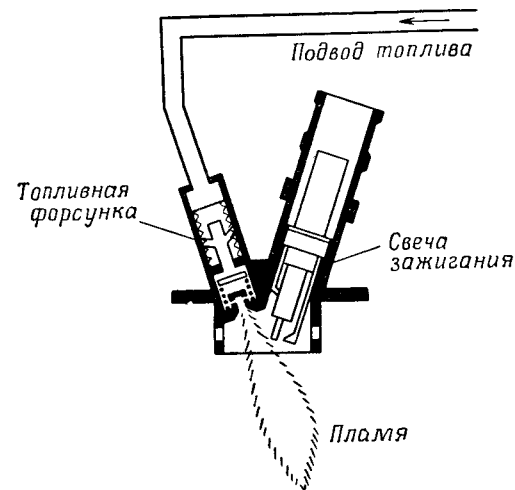
1. Искры высокого напряжения. При этом методе подается каскад искр между электродами запальной свечи; расстояние между электродами (1,3—1,8 мм) больше, чем у свечи бензинового двигателя. Электрические искры генерируются вспомогательной катушкой, работающей по принципу вибратора; эта катушка выдает 60 искр высокого напряжения в минуту. Вначале за счет первых искр испаряется и затем воспламеняется топливо, находящееся вокруг электродов свечи; после этого пламя распространяется на все распыленное топливо. Обычно один такой воспламенитель обслуживает две или три индивидуальные камеры сгорания.

Если в газотурбинном двигателе имеется несколько индивидуальных камер сгорания, то при помощи труб подходящего диаметра каждая камера сгорания соединяется с соседними камерами для того, чтобы быстро перебросить пламя из тех камер, в которых имеются воспламенители.

2. Факельный воспламенитель. Это устройство состоит из свечи зажигания, встроенной в общий корпус воспламенителя, в котором также имеется небольшая

¹⁾ Более полные сведения приведены в работах [10, 120—122]

топливная форсунка (фиг. 126). Запальная свеча воспламеняет распыленное топливо, подаваемое этой форсункой, которое под действием давления подачи распространяется в основной массе топлива в виде факела и поджигает его. Этот метод аналогичен тому, который применяется для воспламенения бытового газа при помощи факельного воспламенителя с кремнем. Преимущество этого метода заключается в том, что запальное



Фиг. 126. Воспламенение топливной смеси при помощи факельного воспламенителя.

устройство, состоящее из свечи и форсунки, может быть расположено вдали от горячих частей камеры сгорания, что повышает их ресурс и надежность.

Топливо для форсунки воспламенителя можно подавать непосредственно от подкачивающего насоса низкого давления или от основной топливной системы при использовании устройства, понижающего давление топлива.

3. Запальная свеча с поверхностным разрядом высокой энергии. Этот метод основан на использовании запальной свечи специальной конструкции с поверхностным разрядом и источника большой электрической

энергии с регулируемым напряжением пробоя, который обеспечивает удовлетворительное воспламенение распыленного топлива как при первом, так и при последующих запусках. Эта система в настоящее время используется для факельных воспламенителей.

Запальное устройство высокой энергии включает конденсатор, накапливающий 12 дж энергии, которая может быть израсходована со скоростью 60—120 искр в минуту при помощи запальной свечи с поверхностным разрядом.

Типичным примером применения этой системы воспламенения является комбинация источника высокой энергии В.Т.Н. и запальных свечей высокой энергии фирмы «Лодж».

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Камера сгорания бензинового двигателя в течение очень короткого периода времени, один раз за цикл, подвергается воздействию наиболее высокой температуры, образующейся в результате воспламенения топливной смеси. Поэтому эта температура, порядка 2000—2500°С, не успевает оказать вредное воздействие на металлические детали. И действительно, подтверждением этому является тот факт, что столь широкое распространение получали поршни из алюминиевых сплавов. Однако в газотурбинном двигателе такие части турбины, как корпус, ротор, рабочие и сопловые лопатки, в течение продолжительного периода времени находятся под воздействием горячих газов, имеющих температуру 750—950°С и выше. Поэтому материалы, которые используются для наиболее горячих частей двигателя, а именно для рабочих и сопловых лопаток и диска ротора, должны быть в состоянии выдержать воздействие этих горячих высокоскоростных потоков газа, а также возникающие в них рабочие напряжения.

Объяснение необходимости поддержания высоких рабочих температур приведено в гл. 5, где говорится, что, чем выше практически достижимая температура газа на входе в турбину, тем выше термический к. п. д. двигателя. Это в равной степени относится к простым газотурбинным двигателям, а также к двигателям с регенерацией тепла.

Наряду со снижением удельного расхода топлива увеличение термического к. п. д. двигателя при заданной мощности при наличии высокой температуры на выходе приводит к уменьшению потребного количества воздуха для сгорания (и охлаждения). Поэтому возможно применить компрессор меньшего размера.

Рабочие температуры

Характер изменения температур воздуха и газа во время их прохождения через газотурбинный двигатель приведен на схемах фиг. 6 и 8.

У хорошо спроектированного газотурбинного двигателя при температуре воздуха на входе в компрессор, равной 15°C , температура на выходе из компрессора (при низкой степени повышения давления) составляет $200\text{--}250^{\circ}\text{C}$. После того как часть этого воздуха израсходуется на сгорание топлива, температура внутри жаровой трубы камеры сгорания достигнет 2000°C . Однако после разбавления горячих газов охлаждающим воздухом она падает до $750\text{--}950^{\circ}\text{C}$. При прохождении продуктов сгорания через сопловые и рабочие лопатки температура падает до $500\text{--}600^{\circ}\text{C}$. Эти данные можно рассматривать как средние для типичного газотурбинного двигателя, однако у более современных двигателей с большей степенью повышения давления в компрессоре, будут иметь место более высокие значения температуры. Эти ориентировочные данные служат для определения температуры деталей двигателя, для которых необходимо выбрать подходящие материалы.

Требования к жаропрочным материалам

Металлы, сплавы, керамические материалы, спеченные карбиды и комбинации жаростойких элементов конструкции, используемые в газотурбинном двигателе, должны в соответствии с их специальным назначением целиком или частично удовлетворять определенным требованиям:

1. Металлы не должны окисляться под действием горячих продуктов сгорания, вызывающих коррозию. Если происходит окисление материала, то образующаяся при этом окалина уменьшает площадь поперечного сечения металла и ослабляет деталь.

2. Металлы не должны быть ни слишком хрупкими при обычной температуре воздуха, ни слишком пластичными или деформируемыми при высоких температурах. Некоторые металлы, обладающие желаемыми вели-

чинами напряжений при высоких температурах, могут быть слишком хрупкими при низких температурах.

3. Механическая обработка металлов не должна представлять слишком больших трудностей, если учитывать высокую точность, предъявляемую к лопаткам или роторам турбины. Применяемый способ обработки не должен быть слишком дорогим.

4. Материалы должны выдерживать знакопеременные нагрузки, имеющие место на практике, без опасности *усталостных повреждений*.

5. Металлы, используемые для изготовления турбинных лопаток, не должны испытывать непрерывную деформацию, или ползучесть, под действием полной нагрузки, возникающей в газовых турбинах при высоких температурах.

Удачным совпадением является то, что металлы, имеющие при высоких температурах самые лучшие усталостные характеристики, обычно также имеют самые лучшие характеристики ползучести.

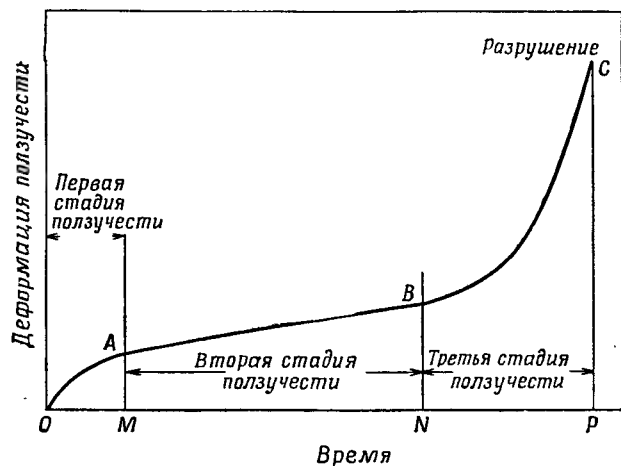
Предел ползучести и деформация ползучести

Поскольку эти характеристики имеют важное значение для материалов турбин, приведем некоторые соображения об этих важных свойствах материалов.

Хорошо известно, что предел прочности при растяжении и другие механические свойства сталей и большинства сплавов зависят от их температуры. Прочность металла обычно прогрессивно уменьшается по мере увеличения температуры.

Типичным примером этого является влияние роста температуры на прочность жаростойкой стали хромоникелевого класса. Это влияние сказывается в уменьшении прочности и повышении относительного сужения площади поперечного сечения. Так, при нормальной температуре обычная сталь выдерживает максимальное напряжение $91,5 \text{ кг/мм}^2$ и имеет относительное сужение 52%. При постепенном повышении температуры до 900°C максимальное напряжение падает до $29,5 \text{ кг/мм}^2$, а относительное сужение в связи с увеличением пластичности металла возрастает до 64%.

Если сталь испытывается на воздухе при нормальной температуре, то возникающая деформация пропорциональна прилагаемой нагрузке вплоть до предела упругости стали. Поэтому, если от предела упругости нагрузка уменьшается до нуля, деформация также становится равной нулю. Однако если сталь такого типа нагружать в течение определенного периода времени при высокой температуре, она больше не подчиняется



Фиг. 127. Зависимость деформации ползучести от времени.

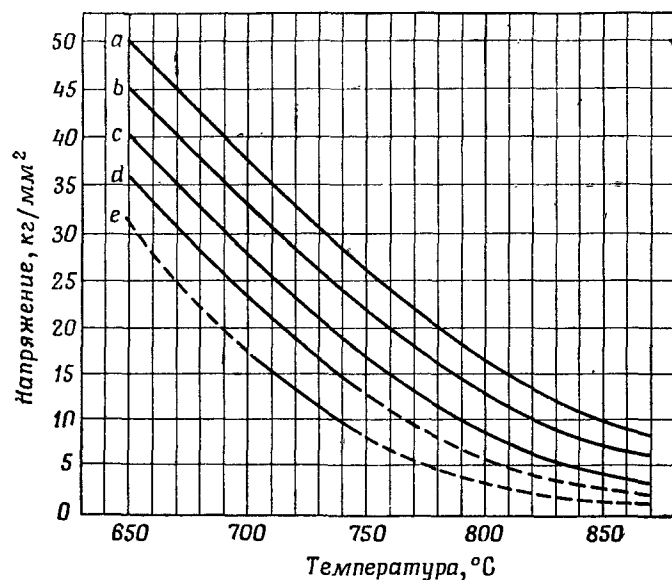
закону пропорциональности, так как может иметь место остаточная деформация и ниже предела упругости; это было показано при кратковременном испытании на растяжение. Величина этой деформации зависит от времени, поскольку деформация материала или ползучесть растет по мере увеличения времени приложения нагрузки до тех пор, пока в конце концов металл не разрушится в результате появления трещин или изменения размеров образца.

На фиг. 127 показаны три различных участка типичной кривой, показывающей зависимость ползучести материала от времени приложения нагрузки. На первом участке этой кривой скорость ползучести быстро увеличивается. На втором участке, соответствующем рабочему

диапазону материала, скорость ползучести замедляется, или остается неизменной. Последний участок соответствует резкому увеличению скорости ползучести, приводящему к разрушению образца. Величина скорости ползучести различных металлов (включая жаростойкие сплавы) зависит от действительных температуры и напряжений или напряжений, действию которых они подвергаются. Кроме того, она зависит от природы напряжения, т. е. от того, является ли это напряжение постоянно действующим или переменным. Ползучесть металла зависит также от того, является ли это напряжение результатом приложения нескольких нагрузок, как это имеет место в лопатках турбины. Кроме механических напряжений, таких, как растягивающие и изгибающие, детали газовой турбины иногда подвергаются термическим напряжениям, например напряжениям, возникающим вследствие температурных градиентов или внезапных изменений температуры. Последнее имеет место при запуске или остановке двигателя, когда температуры могут изменяться от значений, соответствующих температуре воздуха на выходе из компрессора, до значений, соответствующих температуре продуктов сгорания. Это происходит в течение относительно короткого промежутка времени. Такие условия работы известны под названием *термического удара*. Данные, касающиеся свойств ползучести металлов, определяются в лаборатории, причем образцы могут испытываться при различных нагрузках и температурах на протяжении сравнительно продолжительных периодов времени.

Испытания металлов на ползучесть часто проводятся в определенные промежутки времени, от 300 до 10 000 час или более, и в том полном диапазоне температур, который металл должен выдержать в процессе работы. По результатам испытаний строят график напряжений, необходимых для получения данной относительной величины деформации, в зависимости от соответствующих температур для каждого периода испытания. Обычно представляют интерес результаты, соответствующие величинам деформации ползучести от 0,1 до 0,5%, полученные за различные периоды времени.

Для определения предела ползучести при различных значениях температур и периодов времени, которые необходимы для получения деформации порядка 0,2%, был выбран сплав «нимоник 90» из серии сплавов нимоник, включающих в настоящее время сплавы «нимоник 75» — «нимоник 105». Он имеет средние жаростойкие свойства. На фиг. 128 приведены кривые напряжений, необходимых для получения деформации порядка 0,2% в диапазоне температур 650—870°С. Эти кривые построены для



Фиг. 128. Напряжения, необходимые для получения деформации в 0,2% в сплаве «нимоник 90» при пяти различных периодах нагружения.

пяти различных периодов испытаний: 100, 300, 1000, 3000 и 10 000 час, обозначенных на графике соответственно через а, б, с, д, е.

Из графика ясно видно, как для всех периодов испытаний по мере роста температуры металла напряжения уменьшаются. Для кривой с, соответствующей периоду испытания в 1000 час, величина напряжения уменьшается от 40,3 кг/мм² при 650°С до 3,1 кг/мм² при 870°С.

При использовании экспериментальных данных по пределу ползучести необходимо принимать достаточный запас прочности. Однако всегда остается некоторый элемент неопределенности, поскольку результаты испытаний на ползучесть получены в лабораторных условиях, которые можно контролировать, в то время как детали, изготовленные на практике, могут иметь небольшие отклонения в размерах и *увеличенные напряжения* из-за недостаточной чистоты поверхности после механической обработки. Далее, при определенных обстоятельствах рабочие температуры в турбине могут временно превзойти расчетные значения, так что деформация может возрасти до опасной величины. Так, в случае типичного сплава увеличение температуры на 15—20°С выше расчетного значения вызывает увеличение ползучести материала вдвое. Во многих случаях увеличение ползучести на 15% вызывалось увеличением напряжения на 1%.

Применение термопар

Для определения максимальных температур газотурбинный двигатель должен быть оборудован термопарами. Обычно измеряется температура газа на выходе из двигателя после того, как он прошел через последнюю решетку рабочих лопаток турбины. Это осуществляется при помощи одной или большего количества термопар, расположенных соответствующим образом в выпускной трубе, поблизости от турбинных лопаток.

Напряжения и ресурс работы турбины

Как уже упоминалось ранее, величину предела ползучести определяют по результатам испытаний, соответствующих второму участку кривой зависимости деформации от времени. Конструктор газотурбинного двигателя, вычисляя величину предела ползучести, при использовании исходных данных, полученных в ходе лабораторных испытаний при высоких температурах и после выбора запаса прочности с учетом степени неопределенности, может рассчитать размеры нагруженных деталей так, чтобы их остаточная деформация, определенная с

учетом предела ползучести, не превосходила заданной величины, обусловленной ресурсом работы двигателя, скажем, в 1500 или 2000 час или более. Таким образом, более важно стремиться ограничить величину деформации для заданного периода времени, чем предотвратить ее. Поэтому некоторые конструкторы предпочитают оценивать величины рабочих напряжений на основании экспериментальных данных о нагрузках, необходимых для получения деформации, равной 0,1%, за 1500 или 2000 час. Эти нагрузки всегда меньше, чем значения пределов текучести при остаточной деформации 0,1%.

Металлы для дисков ротора

Диск ротора осевой турбины подвергается воздействию как центробежных, так и термических напряжений. В большинстве турбин лопатки устанавливаются по окружности периферийной части диска; при этом тепло передается во внешнюю часть диска за счет теплопроводности. Центральная же часть диска, или ступица, остается более холодной, что вызывает возникновение температурного градиента. Для изготовления турбинных дисков целесообразно применять металлы с высоким коэффициентом теплопроводности, чтобы получить более равномерный температурный градиент и тем самым снизить термические напряжения. Совместное действие термических и центробежных напряжений вызывает сложное напряжение, которое удобно представить в виде радиального и касательного компонентов напряжения. Обычно центробежные напряжения значительно больше термических. Максимальные касательные напряжения возникают у ступицы диска. Термические и центробежные тангенциальные напряжения в периферийной части диска имеют противоположные знаки, благодаря чему снижается величина полного тангенциального напряжения. Однако термические и центробежные радиальные напряжения действуют в одном направлении, значительно увеличивая полное напряжение. В типичном примере турбинного диска диаметром 254 мм максимальное окружное напряжение (в центре ступицы) составляло 27,9 кг/мм². Максимальное радиальное напряжение было

постоянным в диапазоне радиуса 127—203 мм и составляло около 19,1 кг/мм².

Что касается величин деформаций ползучести, то их максимальные значения получаются в периферийной части диска, причем напряжения здесь практически крайне малы по сравнению с напряжениями в ступице диска.

Напряжения в ступице диска имеют тенденцию вызывать пластическую деформацию растяжения. Однако путем соответствующего проектирования и применения для дисков материалов с низким коэффициентом линейного расширения это явление можно свести к минимуму. В ранних газотурбинных двигателях Уиттла в качестве материала для диска турбины была выбрана *нержавеющая сталь*. Однако после обнаружения повреждений диска этот материал был заменен на более прочный — *аустенитную сталь*. Это позволило предотвратить появление любых повреждений, которые могли бы быть вызваны недостаточным сопротивлением ползучести в верхней части диска у корней лопаток.

Аустенитные стали включают в себя нержавеющие хромоникелевые стали с добавками (или без них) вольфрама, молибдена, титана и других специальных элементов. В этих сталях содержится от 12 до 18% хрома и от 8 до 12% никеля. Их нельзя подвергать закалке; эти стали немагнитны в отожженном (мягком) состоянии и имеют коэффициенты линейного расширения приблизительно на 50% больше, чем обычные легированные стали. Их трудно обрабатывать на металлорежущих станках вследствие заметного повышения твердости.

Ферритные материалы для турбинных дисков

При работе с большинством современных газотурбинных двигателей обычно отбирают часть сжатого воздуха для охлаждения диска турбины от одной из ступеней осевого компрессора или от выходной части диффузора при применении центробежного компрессора. Уменьшение рабочей температуры диска позволяет применять для его изготовления менее дорогие материалы. Наиболее подходящими для этой цели являются ферритные

стали. Несмотря на то что эти стали имеют высокое сопротивление ползучести в пределах температур до 550—600°С, предел текучести при более низких температурах у них значительно выше по сравнению с аустенитными сталями. Это позволяет делать диски меньшей толщины и поэтому более легкими. В настоящее время имеются стали, пригодные для изготовления дисков турбины, которые содержат небольшие количества хрома (обычно около 3%) и еще меньшие количества марганца, кремния, молибдена, углерода и ванадия. Детали из этих материалов хорошо куются, но для получения заданных механических свойств их необходимо подвергать закалке в масле.

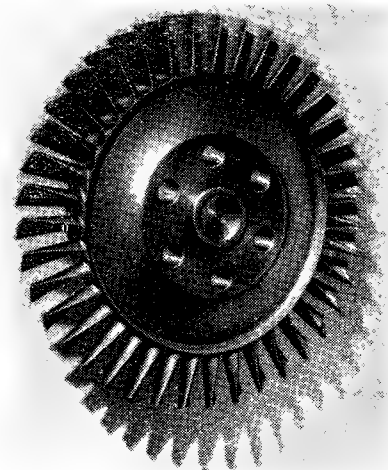
Обычная *хромистая сталь ферритного класса Н.40* фирмы «Джессоп», применяемая для изготовления роторов газовых турбин, имеет при температуре 600°С допускаемое напряжение 19,6 кг/мм²; через 10 000 час при остаточной деформации в 0,1% допускаемое напряжение снижается до 2,5 кг/мм². Некорродирующие, или нержавеющие, ферритные стали, пригодные для изготовления лопаток и дисков газовых турбин, должны иметь хорошие характеристики ползучести при температурах до 650°С. Сталь Н.46 также пригодна для этих целей. При температуре 650°С за время цикла испытаний, составлявшего 1000 час, начальное напряжение, соответствовавшее остаточной деформации в 0,1% и составлявшее 10,7 кг/мм², уменьшилось к концу испытаний до 5,4 кг/мм². Это было одним из максимальных значений предела ползучести для ферритных сталей.

Как упоминалось ранее, улучшенные ферритные стали в значительной степени заменили аустенитные стали, хотя последние и имеют более высокий предел ползучести. Иногда, как, например, в США, преимущества этих двух типов сталей сочетаются путем применения ферритных сталей с более высокими пределами текучести для изготовления центральной части диска турбины, а аустенитные стали с более высоким пределом ползучести используются для изготовления периферийной части диска (обода). Затем обе части диска свариваются.

Диски малых турбин

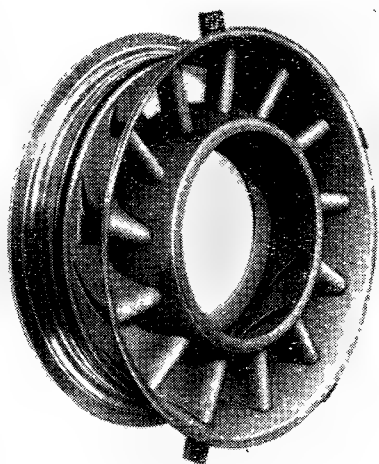
В большом числе газотурбинных двигателей лопатки турбины устанавливаются отдельно на периферии диска обычно при помощи замков елочного типа (см. фиг. 130). Это дорогостоящая конструкция; кроме того, весьма важно, чтобы конструкция той части диска, в которой производится закрепление лопаток, была достаточно надежной, чтобы избежать повреждений вследствие усталости или ползучести материала. В случае малых газотурбинных двигателей для промышленных целей, где производственные затраты должны быть ограничены, отдают предпочтение цельным турбинным колесам с лопатками, выфрезерованными в периферийной части диска. Этот удобный и экономичный способ изготовления требует применения жаропрочных материалов, которые нетрудно было бы обрабатывать. Типичным примером такого ротора турбины является диск газотурбинного двигателя «Ровер» (фиг. 129), изготовленный из сплава «нимоник 90».

Следует отметить, что совсем недавно в некоторых мощных газотурбинных двигателях для изготовления диска ротора турбины использовали сплав «нимоник 90», а для изготовления лопаток — «нимоник 100». Благодаря тому, что эти сплавы имеют очень высокую рабочую температуру, увеличивается мощность двигателя, при этом используется преимущество, создаваемое высокой



Фиг. 129. Диск турбины двигателя «Ровер» с лопатками, изготовленными из одной заготовки из сплава «нимоник 90» фрезерованием.

температурой на входе в турбину, и отпадает необходимость частично или полностью использовать сложные системы охлаждения лопаток.



Фиг. 130. Сопловой аппарат турбины газотурбинного двигателя «Турбомека» фирмы «Блекборн»; видны полые сопловые лопатки из сплава «нимоник 75».

Материалы для лопаток ротора

Лопатки ротора подвергаются наибольшему силовому и температурному воздействию по сравнению с другими деталями газовой турбины. Поэтому выбор материалов для их изготовления является делом первостепенной важности. У диска газовой турбины с наружным диаметром 254 мм, вращающегося со скоростью 30 000 об/мин, окружная скорость на периферии лопаток составляет 397 м/сек. Лопатки подвергаются воздействию больших центробежных растягивающих усилий, которые в некоторых случаях могут превышать 21,7 кг/мм².

Лопатки также подвергаются воздействию изгибающих усилий, возникающих вследствие отклонения ими высокоскоростного газового потока. Изгибающие усилия могут превышать 9,3 кг/мм².

Так как лопатки имеют в сечении аэродинамический профиль и закреплены одним концом в диске, они подвергаются воздействию также и определенных скручивающих усилий. Наконец, все время, пока лопатки испытывают напряжение от всех перечисленных видов нагрузок, они находятся в потоке газа, вызывающего при температуре 650—950°С коррозию. Таким образом, лопатки работают при температурах, соответствующих красному или красно-оранжевому калению.

Следует также учитывать термические напряжения, возникающие вследствие разности температур между лопатками и ротором, и напряжения, вызываемые вибрациями, которые в некоторых случаях могут стать столь значительными, что приведут к обрыву лопаток. Таким образом, конструирование лопаток ротора турбины с точки зрения обеспечения их прочности является сложным делом. Поэтому гарантией безопасности является использование данных, полученных при испытаниях на прочность. До сих пор наиболее удовлетворительными материалами для изготовления турбинных лопаток являются материалы, полученные путем усовершенствования первоначальных нержавеющей сталей и хромоникелевых сплавов типа 80/20. Непрерывно ведутся исследования с целью получения новых жаропрочных сплавов, удовлетворяющих всем тяжелым условиям, в которых работают турбинные лопатки, но при еще более высоких температурах. Производственные проблемы, касающиеся изготовления лопаток из этих более современных сплавов, должны быть решены, хотя, как отмечалось ранее, температурыковки все больше приближаются к температурам плавления. Тем самым устанавливается предел применения методов горячей обработки металлов.

Другим методом, заимствованным из французской практики и показавшим прекрасные результаты, является метод непрерывного выдавливания сплавов через

головки, смазанные жидким стеклом. Экструзии подвергают литые болванки и получают сплавы с ковочными свойствами.

Сплавы нимоник для лопаток

Для применения в высокотемпературных газовых турбинах и для других промышленных целей была разработана серия сплавов, получивших общее название нимоник и обозначенных номерами 75, 80, 80А, 90, 95, 100 и 105. Основой этих сплавов является сплав с высоким электрическим сопротивлением, содержащий 80% никеля и 20% хрома, который применяется для нагревательных элементов электрических печей. Уже отмечалось, что первоначальный хромоникелевый сплав 80/20 имеет большое сопротивление окислению при высоких температурах — свойство, сохранившееся в сплавах серии нимоник.

Некоторые из упомянутых сплавов применяются в диапазоне высоких температур; сплавы 80А, 90, 95, 100 и 105 широко используются для изготовления лопаток турбины. Сплав 80А явился улучшенным вариантом сплава 80, разработанным в 1941 г. в качестве материала для лопаток.

При все возрастающих требованиях к характеристикам металлов, определяемых условиями работы авиационных газотурбинных двигателей, металлурги были вынуждены непрерывно улучшать свойства сплавов этой серии с тем, чтобы сделать возможной их удовлетворительную работу при все более высоких температурах. Поэтому за сплавом 80А последовал сплав 90, который смог работать при температуре 900°С. Этот сплав состоит из 60% никеля, 20% хрома и 20% кобальта с добавлением алюминия и титана для придания жесткости. Свойства ползучести сплава «нимоник 90», как видно из фиг. 128, вполне подходят для большинства современных газотурбинных двигателей. Однако для более тяжелых условий работы желательнее применять сплавы «нимоник 95», 100 и 105.

Сплавы «нимоник 90» и 95 широко используются для изготовления рабочих лопаток авиационных газовых

турбин, а еще более новый сплав «нимоник 100», который имеет более сложный состав, пригоден для применения в условиях температур, приближающихся к 1000°С. При этой температуре и деформации 0,1% он имеет предел текучести порядка 8,5 кг/мм²; его временное сопротивление при разрыве равно 12,4 кг/мм² при удлинении 43% и сужении площади, равном 42%. Некоторые свойства этого сплава приведены в табл. 8.

Таблица 8

Результаты испытаний на ползучесть сплава «нимоник 100»

Температура, °С	Напряжения, необходимые для получения деформации 0,1%, кг/мм ²			Напряжения, необходимые для получения деформации 0,2% кг/мм ²		
	100 час	300 час	1000 час	100 час	300 час	1000 час
815	20,8	16,5	(11,9)	23,9	20,2	(15,5)
870	11,9	(8,4)	—	14,6	(10,9)	—
940	5,0	(3,3)	—	6,2	4,8	(2,8)

Примечание. Цифры в скобках получены экстраполяцией.

Все пять упомянутых ранее сплавов обладают заметным сопротивлением деформации при растягивающих и сложных напряжениях в условиях высоких температур. Они хорошо противостоят окислению и образованию окалины в течение очень долгих периодов времени. Эти сплавы имеют очень хорошие усталостные характеристики, а также очень высокие значения предела ползучести для ограниченных деформаций при высоких температурах.

Сплав «нимоник 105». Этот новый сплав, полученный в конце 1958 г., позволил расширить существовавший ранее рабочий диапазон высоких температур. Кроме того, этот сплав лучше сопротивляется коррозии при высоких температурах. Он имеет также гораздо большее по сравнению с «нимоник 100» сопротивление ползучести при высоких температурах, как это видно из данных, приведенных в табл. 9.

Таблица 9

Свойства трех сплавов нимоник при высокой температуре

Сплав	Напряженне, кг/мм ²	Температура, °С	Минимальное время до разрушения, час
«Нимоник 95»	10,9	940	15
«Нимоник 100»	10,9	940	30
«Нимоник 105»	10,9	940	50

Другие жаропрочные сплавы

Было проведено много исследований для получения удовлетворительных сплавов для сопловых и рабочих лопаток турбины. Целью этих исследований явилось увеличение рабочей температуры без уменьшения прочности, сопротивления коррозии и без снижения требований к производству. Помимо ранее упомянутых сплавов, в Англии и США в настоящее время исследуются специальные сплавы на основе никеля, кобальта, хрома и молибдена.

Сейчас в США стремятся поднять допускаемую рабочую температуру примерно до 980°С.

Сообщают [80], что применение сплавов на никелевой основе позволило увеличить температуру на входе в турбину до 900°С. Эти сплавы приобретают большую прочность при высоких температурах благодаря применению процессов старения, в которых участвуют алюминий и титан. Эти результаты были достигнуты в основном благодаря улучшению техники плавления в вакууме.

Типичными примерами таких сплавов являются сплавы GMR 235, «инко 700» и «уосп M252».

Сплавы на основе кобальта, которые в настоящее время усовершенствуются, предназначаются для увеличения рабочих температур в турбине от 870 до 927°С.

Сплавы на основе хрома обладают способностью удовлетворительно работать при температурах порядка 982°С и даже выше, имеют низкую вязкость. Работа,

которая велась для получения пластичного хрома и еще более пластичных сплавов на основе хрома, дала обнадеживающие результаты.

Молибден. Чистый молибден имеет более высокую прочность, чем самые лучшие сплавы на основе никеля, кобальта или на основе хрома, кобальта, никеля и железа в интервале температур от 870 до 1093°С. Некоторые сплавы на основе молибдена показали лучшие прочностные характеристики при температуре 1093°С по сравнению с теми, какие имеют материалы, из которых изготавливаются лопатки промышленных турбин, при температуре 870°С.

Основным препятствием к использованию этих сплавов является то, что как чистый молибден, так и его сплавы подвержены быстрому окислению. Поэтому их можно использовать только с хорошим защитным покрытием. Неплохие результаты до температуры 1093°С дали покрытия из соединений никеля и хрома.

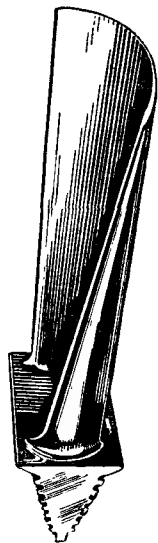
Можно отметить, что сплавы колумбия (ниобия) вместе с молибденом и его сплавами показали отличные прочностные характеристики при температуре 982°С. Ведутся дальнейшие исследования этих сплавов, но вполне вероятно, что и для них окажется необходимым применение защитного покрытия.

Сопловые лопатки турбины

Сопловые лопатки турбины в отличие от рабочих не испытывают действия центробежных сил, поэтому сопротивление ползучести в данном случае не так важно. Однако в прошлом эти лопатки изредка ломались от появления трещин или изгиба, возникавших вследствие чрезмерных температурных градиентов сразу же после запуска двигателя. В настоящее время обычно проводят лабораторные испытания на одиночных пластинках такого же профиля, что и сопловые лопатки, и получают таким образом необходимые данные для проектирования. Следует отметить также, что в дополнение к температурным напряжениям сопловые лопатки испытывают еще изгибающие напряжения. Однако в связи с тем, что лопатки обычно устанавливаются в кольце,

они могут быть сделаны достаточно прочными при допустимых размерах.

Сопловые лопатки обычно изготавливаются методами прецизионного литья с применением восковых моделей. Поэтому отливки профилей могут быть получены с высокой степенью точности. В одном из малых газотур-



Фиг. 131. Рабочая лопатка турбины с елочным замком, получаемая фрезерованием по копиру за 45 сек («Викман»).



Фиг. 132. Рабочая лопатка турбины с елочным замком и полкой, сделанная из сплава «нимоник 95». («Роллс Ройс»).

бинных двигателей сопловые лопатки выполнены полыми (фиг. 130) из листа «нимоник 75» путем изгиба его в аэродинамический профиль и сварки полученных лопаток по выходной кромке. Охлаждающий воздух из компрессора пропускается через эти полые лопатки, благодаря чему можно применять высокие температуры на входе в турбину.

Некоторые другие материалы для лопаток турбины

Учитывая важность применения максимально возможных температур на входе в турбину, было установлено, что для любого заметного прогресса в области жаропрочных материалов комбинации металлов или сплавы могут быть в конце концов заменены другими возможными материалами. Было установлено, что существующие сплавы для лопаток турбины не позволят поднять температуры лопаток более чем на 100° по сравнению с существующим уровнем. Поэтому в настоящее время проводятся исследования более обещающих материалов, таких, как керамика, керамика, спеченная с металлом, металл с керамическим покрытием и т. д. Многие из этих материалов удовлетворяют требованиям, предъявляемым высокотемпературной турбиной. К ним относятся: высокая усталостная прочность, сопротивление термическим ударам, хорошие характеристики ползучести, коррозионная устойчивость по отношению к продуктам сгорания и относительно недорогое изготовление.

Керамика

Керамические материалы были исследованы в Германии во время второй мировой войны (1939—1945 гг.) в качестве возможных материалов для замены сплавов, из которых изготавливаются лопатки турбины. Так, для турбины «Сименс» были изготовлены и испытаны лопатки, полученные методом спекания окиси алюминия. Эта турбина в течение длительного времени работала с числом оборотов порядка 30 000 об/мин. При нормальной температуре спекшаяся окись алюминия имела предел прочности при растяжении $26,4 \text{ кг/мм}^2$. С повышением температуры эта величина уменьшалась до $14,0 \text{ кг/мм}^2$ при 1200°C . Соответствующие значения предела прочности на сжатие составляли $295,0$ и $48,1 \text{ кг/мм}^2$. Лопатки необходимо было специальными методами закреплять в диске ротора для того, чтобы обеспечить удовлетворительное сопротивление вибрации. Один метод заключался в том, что широкое основание лопатки покрывалось серебром, нагревалось до 800°C и затем

амальгамировалось слоем меди толщиной 1 мм. Благодаря этому создавался эффект демпфирования по отношению к вибрациям. Лопатка, имевшая две прорези с одной и другой стороны, закреплялась при помощи трех стальных штифтов в ободе диска, имевшем для этого специальные пазы. Другим исследованным материалом для лопаток турбины был *карбид кремния*.

Керамические материалы, включая различные виды фарфора и стекла, обладают следующими преимуществами по сравнению с металлами: они не окисляются, обладают высокой прочностью при растяжении и сжатии и имеют малый удельный вес. Последнее свойство керамических материалов, примерно вдвое более легких по сравнению с металлическими сплавами, позволяет уменьшить центробежные напряжения в лопатках в соответствии с соотношением удельных весов этих материалов. Другим преимуществом этих материалов является относительно низкий коэффициент линейного расширения. Они относительно дешевы и имеются в достаточном количестве. Точки плавления их высоки.

К сожалению, керамические материалы сами по себе имеют ряд серьезных недостатков, основным из которых является хрупкость, в результате чего они имеют *низкое сопротивление термическим и механическим ударам*. Эти недостатки мешают применению керамических материалов для изготовления лопаток турбины, которые должны выдерживать повторяющиеся термические удары.

Металлокерамические материалы

Для того чтобы преодолеть основные недостатки керамических материалов и при этом по мере возможности сохранить их преимущества, их подвергают следующей обработке: порошковую смесь этих материалов и металлов перемешивают вместе с подходящей связующей основой и обжимают под давлением с тем, чтобы эта смесь приняла желаемую форму. Затем отформованную деталь нагревают до небольшой температуры, чтобы испарилось связующее и после этого она затвердевает или «спекается» при высокой температуре. Воз-

можно также применение и метода горячего прессования.

Материалы, получаемые такими методами обработки, известны под разными названиями, такими, как *керметы, керамели, метамиксы*.

Некоторые из материалов группы керметов имеют прекрасные характеристики сопротивления окислению и пределов ползучести при температурах от 900 до 1100°С и, кроме того, они дешевы. Однако они обладают тем же недостатком, что и керамические материалы, правда в несколько меньшей степени, т. е. они так же хрупки.

Для изготовления керметов можно использовать никель, хром, кобальт. Эти металлы улучшают вязкость материала и его сопротивление к ударным нагрузкам, но при этом снижают предел ползучести, а также и сопротивление окислению. N. A. C. A. (США) провел исследования некоторых материалов группы керметов. К ним относятся, в частности, соединение карбида бора с железом, получаемое методом порошковой металлургии, и соединение карбида титана с кобальтом, вольфрамом и молибденом.

Металлокерамический материал на основе никеля и карбида титана имеет повышенное сопротивление термическим ударам. Так, материал, состоящий из 6,5 частей карбида титана и 1 части никеля, имеет предел прочности при растяжении 11,2 кг/мм² при температуре 1315°С, при этом он обладает хорошим сопротивлением термическим ударам. Эти данные были получены в результате испытаний, проведенных N. A. C. A. на роторе газовой турбины.

Представляют интерес данные, полученные в США по керметам на основе карбида титана и никеля в качестве связки, причем содержание никеля составляет 50—70% и вызывает улучшение пластичности и ударной вязкости. Эти материалы обладают хорошими механическими свойствами, хорошим сопротивлением окислению и термическим ударам при температурах до 982°С, что делает возможным применять их для изготовления сопловых и рабочих лопаток турбины. Типичные температурно-прочностные характеристики

металлокерамических материалов группы керметов приведены в табл. 10.

Таблица 10

Температурно-прочностные характеристики металлокерамических материалов с никелем в качестве связующего вещества

Температура, °С	Усилия, необходимые для разрушения за 100 час, кг/мм ²
871	26,9
927	15,4
982	10,4

Металлокерамические материалы, имеющие промышленное применение

Типичными примерами освоенных промышленностью металлокерамических материалов являются виталлиум («Дженерал Электрик») и кентаниум («Кеннаметал») (США).

Виталлиум. Это материал, получаемый спеканием из порошка, содержащего 60% кобальта, 30% хрома и 6% вольфрама, при температуре 1325°С. Удельный вес его 8,44 г/см³. Временное сопротивление разрыву при температурах 20, 750 и 850°С соответственно составляет 69,0; 53,5 и 32,6 кг/мм².

Этот материал использовался при испытаниях одноступенчатой газовой турбины с воздушным охлаждением, изготовленной N. G. T. E. В рабочих лопатках были сделаны каналы для прохода охлаждающего воздуха, которые получались после выплавки кусков кадмиевой проволоки, помещенных в металлокерамический материал.

Кентаниум. Материал на основе карбида титана; в качестве связующего вещества используется никель, содержание которого составляет 10—30%. Удельный вес в зависимости от состава колеблется от 5,5 до 6,5 г/см³. Предел прочности при сжатии составляет 346 кг/мм². Материал имеет хорошее сопротивление

окислению при температуре 980°С. Предел прочности при растяжении составляет 107,2 кг/мм² при температуре 21°С и 27,6 кг/мм² при 980°С.

Благодаря тому что этот материал имеет низкий удельный вес и высокую твердость, а также обладает хорошими прочностными характеристиками, его использовали для изготовления лопаток малых газовых турбин, сопловых колец, оборудования для горячей прокатки листовых металлов, седел клапанов для бензиновых двигателей и в других случаях, когда требуется прочность при высоких температурах.

Замечания относительно металлокерамических материалов группы керметов

В настоящее время металлокерамические материалы, относящиеся к группе керметов, вследствие своей недостаточной вязкости не могут конкурировать со сплавами, которые идут на изготовление лопаток турбины, такими, как сплавы нимоник, несмотря на то что эти материалы имеют высокий предел ползучести и хорошее сопротивление окислению. Керметы довольно нетрудно получать и изготавливать из них сопловые и рабочие лопатки, поскольку в настоящее время уже доступны методы получения большого числа материалов, применяемых в промышленной порошковой металлургии. Эти материалы можно производить так, чтобы они имели либо пористую структуру, необходимую для «испарительного охлаждения» лопаток, либо канальную структуру для охлаждения лопаток воздухом или жидкостью.

Несмотря на то что материалы группы керметов обеспечивают более высокие температуры на входе в турбину, чем существующие сплавы для лопаток, еще потребуются значительные усовершенствования с точки зрения их механических свойств, прежде чем они смогут конкурировать с лучшими сплавами для лопаток.

Керамические покрытия для металлов

Керамические материалы в настоящее время используются для покрытия металлов и сплавов, применяющихся для изготовления деталей, работающих в усло-

виях высоких температур. Если керамические материалы правильно подбирать и правильно применять, то они позволяют использовать стали и сплавы низкого качества вместо более дорогих жаростойких и стойких к окислению металлов и сплавов, используемых до сих пор.

Целью такого вида покрытия является *уменьшение количества излучаемого тепла*, которое поглощается металлической поверхностью, подвергающейся воздействию пламени, и *защита металла от окисления* продуктами сгорания.

Материалы, используемые для этих покрытий, состоят из окиси магния, плавкой окиси кремния и окиси алюминия и приблизительно 20% эмалевых стеклянных смесей для придания им необходимых вязущих свойств.

Металлы с керамическим покрытием применяются для жаровых труб камер сгорания, где тепло передается стенкам частично за счет конвекции, частично излучением. При помощи покрытия поверхности металла материалом, имеющим достаточно низкую излучательную способность, возможно сократить поглощение тепла, излучаемого высокотемпературным пламенем на 50—70%.

Испытания *жаровых труб* камер сгорания с покрытиями из некоторых керамических материалов указывают на возможность снижения температуры приблизительно на 62°С.

Поверхности, образованные керамическими материалами этой группы, до некоторой степени пористы и непригодны для использования в целях защиты от окисления. Поэтому следует применять непористые, герметически прилегающие к поверхности покрытия. Так как желательно также иметь поверхность из материала с низкой излучательной способностью, то обычно применяются два покрытия. Такие двойные покрытия для низкокачественных сплавов в случае применения их при высоких температурах дали хорошие результаты, например, в промышленных камерах сгорания и камерах сгорания малых газотурбинных двигателей.

Материалы для компрессоров

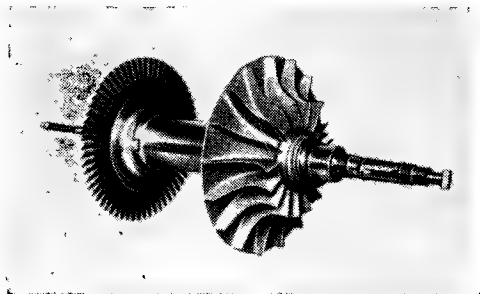
У центробежного компрессора наиболее важной деталью с точки зрения напряжений является крыльчатка. Она подвергается воздействию напряжений, возникающих от центробежных сил, кручения лопаток и влияния температуры. Термические напряжения возникают вследствие выделения тепла при сжатии воздуха в компрессоре, в результате чего повышается температура на участке от входа в компрессор до выхода. Вследствие больших значений окружной скорости и ограничений диаметра в крыльчатке возникают довольно большие центробежные напряжения; кроме того, крыльчатка подвергается воздействию усталостных факторов.

Поскольку центробежные силы необходимо свести к минимуму, то при изготовлении центробежных крыльчаток используются наиболее легкие из практически возможных металлов, а также соответствующие методы конструирования. Для этой цели обычно применяются высокопрочные алюминиевые сплавы. Крыльчатки изготавливаются ковкой или штамповкой с последующей механической обработкой. Необходимо учитывать, что эти сплавы имеют относительно высокий коэффициент линейного расширения.

Алюминиевые сплавы, применяемые для изготовления центробежных крыльчаток (фиг. 133), подвергаются термической обработке, заключающейся в переводе их в твердый раствор с последующим старением для придания им высокой прочности. После механической обработки крыльчатка проверяется с целью обнаружения признаков раковин, трещин или других дефектов, очень тщательно балансируется, полируется и анодируется.

Точные центробежные крыльчатки в настоящее время можно изготавливать методом отливок в гипсовые формы. При этом толщины кромок лопаток на периферии доходят до 0,51 мм, а среднее отклонение до $\pm 0,25$ мм. Шероховатость окончательно обработанной поверхности не превышает 0,003 мм. Такая крыльчатка обладает необходимой прочностью для работы при скоростях 70 000 об/мин.

Осевой компрессор обычно имеет барабанную или дисковую конструкцию. Он изготавливается из легких высокопрочных алюминиевых сплавов, причем лопатки изготавливаются и устанавливаются отдельно. Обычно в случае малых газотурбинных двигателей рост давления воздуха по ступеням компрессора недостаточно высок, чтобы вызвать увеличение температуры при сжатии



Фиг. 133. Крыльчатка центробежного компрессора и колесо одноступенчатой турбины („Нэпир“).

более чем на $160\text{--}180^\circ\text{C}$. Поэтому здесь можно использовать лопатки из алюминиевых сплавов, несмотря на то что вышеуказанные температуры почти достигают предельной величины для таких сплавов.

Когда используются более высокие степени повышения давления, а именно свыше 5, рост температуры в последней ступени или ступенях компрессора оказывается слишком высоким для алюминиевых сплавов. Поэтому в этом случае для лопаток используются прошедшие термообработку *хромистые нержавеющие стали*, а для дисков — легированные стали. В последнее время для изготовления лопаток и дисков компрессора стали применять *сплавы титана*. Они выдерживают температуру сжатого воздуха, превышающую $180\text{--}200^\circ\text{C}$.

Сплавы титана

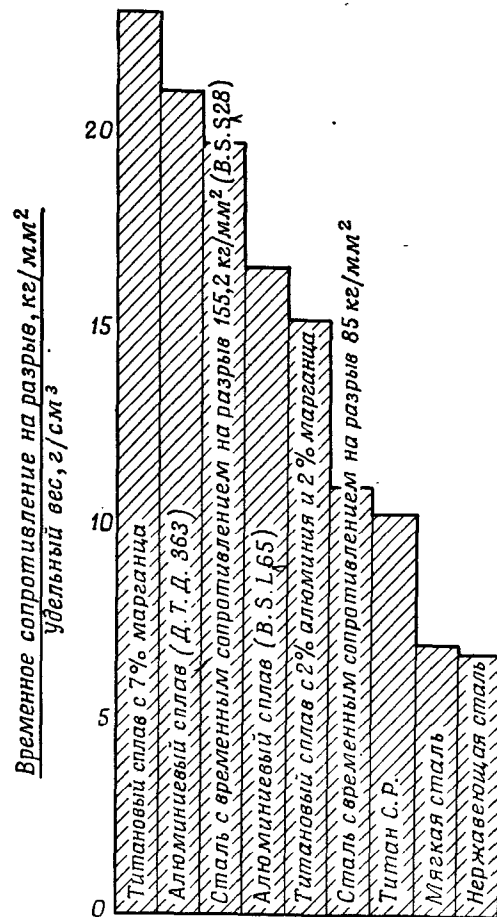
Титановые сплавы имеют малый удельный вес и большую прочность при высоких температурах. Они обладают хорошим сопротивлением к окислению и износу, так же как и аустенитные нержавеющие стали.

Типичным титановым сплавом является сплав «джес-соп хайлайт 50», который при деформации 0,2% имеет допускаемое напряжение $96,3\text{ кг/мм}^2$. Временное сопротивление при растяжении составляет $108,7\text{ кг/мм}^2$ при удлинении порядка 10%. Твердость по Бринеллю — 360.

Удельная прочность. Титановые сплавы отличаются хорошей удельной прочностью по сравнению со стальными и алюминиевыми сплавами, применяющимися в авиационной промышленности. Так, сплав «хайлайт 50» обладает большей прочностью на разрыв ($155,2\text{ кг/мм}^2$), чем большинство легированных сталей после соответствующей термообработки, или алюминиевых сплавов (Д.Т.Д. 363). Сравнение удельной прочности трех титановых сплавов и других металлов дано на фиг. 134 [80]. Из диаграммы видно, что титановые сплавы имеют явные преимущества в экономии веса конструкции, где весьма важным фактором является минимальный вес.

Свойства при высоких температурах. Титановые сплавы имеют хорошие прочностные характеристики при температурах до $450\text{--}500^\circ\text{C}$. Поэтому их можно применять при температурах свыше $250\text{--}350^\circ\text{C}$, когда наиболее прочные алюминиевые сплавы оказываются слишком слабыми. На фиг. 135 приведены сравнительные кривые для титанового (7% марганца) и алюминиевого сплавов (Д.Т.Д. 363), нержавеющей и жаростойкой сталей (хромоникельмолибденовой). Отсюда видно, что при температуре 100°C предел прочности при растяжении у титанового и алюминиевого сплавов равен соответственно $87,0$ и $42,7\text{ кг/мм}^2$, в то время как при 200°C прочность алюминиевого сплава падает приблизительно до $10,9\text{ кг/мм}^2$, а титанового сплава только до $80,0\text{ кг/мм}^2$. Кроме того, при температурах выше 250°C *алюминиевый сплав применять нельзя*. Титановый же сплав имеет прочность при растяжении около $78,0\text{ кг/мм}^2$; он значительно прочнее, чем нержавеющая

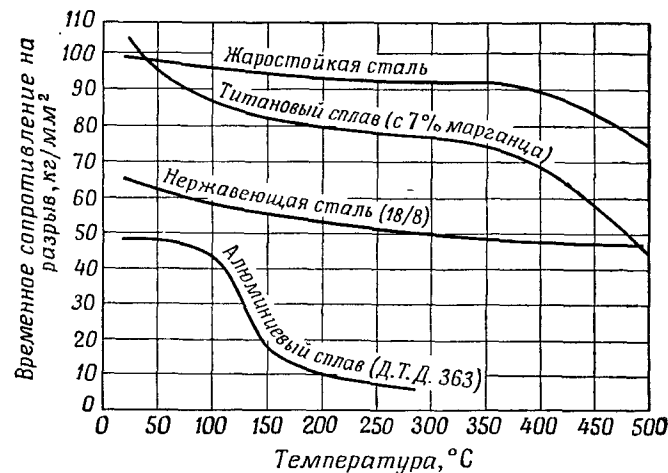
сталь при всех температурах вплоть до 490°С. Если принять во внимание относительные веса указанных



Фиг. 134. Весопропрочностные свойства титановых и алюминиевых сплавов по сравнению со сталями.

металлов, то удельная прочность титанового сплава будет выше, чем у жаростойкой стали при всех значениях температур до 500°С, когда они приблизительно равны.

Правильно подобранные титановые сплавы имеют хорошие характеристики ползучести при высоких температурах. Результаты сравнительных испытаний типичных титановых сплавов и легированных сталей, используемых для изготовления дисков компрессоров с высокой степенью сжатия, показали, что хотя эти стали и более прочны, чем титановые сплавы, при высоких



Фиг. 135. Зависимость временного сопротивления на разрыв от температуры для титанового и алюминиевого сплавов и двух легированных сталей.

температурах порядка 500°С и выше, последние имеют преимущество с точки зрения величины предела ползучести и удельного веса при всех температурах ниже 500°С.

Испытания титана на усталость показали, что при комнатной температуре предел усталости составляет по крайней мере 50% от предела прочности при растяжении. При 400°С предел усталости титанового сплава «хайлайт 50» составляет по крайней мере ± 31 кг/мм².

Что касается коррозионной устойчивости титановых сплавов, то хотя эти сплавы и легко окисляются на воздухе при температурахковки, они совершенно не окисляются в обычном рабочем диапазоне температур до 450°С.

Титановые сплавы *более трудно получать* и обрабатывать, чем обычные легированные стали; в этом смысле они сходны с аустенитными сталями. Титановые сплавы легко нагартовываются, и поэтому их сверление, опиловку и другие виды механической обработки следует проводить при непрерывной и принудительной подаче.

Уже отмечалось, что *лопатки из нержавеющей стали* часто применяются в последних ступенях осевых компрессоров с высокой степенью повышения давления. Если же вместо нержавеющей стали для этой цели использовать некоторые титановые сплавы, то можно получить заметную экономию в весе.

Так, *стальной ротор* большого компрессора турбореактивного двигателя в собранном виде весит 327 кг; такой же ротор из титанового сплава весит только 189 кг. Другой пример показывает, что первая ступень ротора компрессора американского газотурбинного двигателя J-57, если она сделана из стали, весит 20,1 кг, а если из титана — 11,8 кг; следовательно, экономия в весе составляет 41%. К другим деталям компрессора, которые также можно значительно облегчить за счет применения титановых сплавов, относятся промежуточные кольца компрессора, наружный кожух корпуса входного устройства с направляющими лопатками и поддерживающими кольцами. При производстве листового металла и разъемных изделий из сплавов титана обычно применяются прокатка, экструзия и сварка встык оплавлением.

Лопатки компрессора из титановых сплавов

Из вышеизложенного ясно, что, если применить для изготовления лопаток компрессора вместо нержавеющей стали титановый сплав, можно получить значительную экономию в весе. Так, вес типичной спрямляющей лопатки компрессора, сделанной из нержавеющей стали, составляет 27,2 г, а лопатки из титанового сплава — 18,2 г. Для всего компрессора экономия в весе на материале спрямляющих лопаток составляет 13,6 кг.

Экономия в весе рабочих лопаток составляет 18,2 г на каждую лопатку, или 12,7 кг на все рабочие лопатки компрессора.

Алюминиевые сплавы, получаемые спеканием

Представляет интерес прочный высокотемпературный сплав S. A. P., получаемый из тонкого алюминиевого порошка комбинированным методом прессования и спекания. Этот сплав содержит 10—20% окиси алюминия и при 15°С имеет предел прочности при растяжении 34,1 кг/мм². Сообщается [80], что при температурах до 482°С в течение 100 час механические свойства этого материала изменяются сравнительно мало. Предел ползучести при температуре 316°С в 2—5 раз выше, чем у лучших промышленных алюминиевых сплавов; он также имеет высокие усталостные характеристики.

Сплав S. A. P. в настоящее время совершенствуется в США главным образом как материал для лопаток осевых компрессоров, а также для других деталей газотурбинных двигателей, подвергающихся воздействию рабочих температур до 400—500°С.

Лопатки из пластика

По-видимому, подходящим материалом для лопаток компрессоров, у которых температура сжатого воздуха не превышает 200°С, являются армированные пластики, так как они имеют хорошую удельную прочность и отличаются хорошим демпфированием. Предварительные испытания компрессорных лопаток, сделанных из пластика, на кручение [93] показали обнадеживающие результаты и послужили толчком к более полным исследованиям в области подходящих для этих целей резин и наполнителей. Хорошие результаты были получены со стеклянным волокном.

Материалы для камер сгорания

Внутренние части газотурбинных двигателей или жаровые трубы камер сгорания изготавливаются главным образом из сплава «нимоник 75», выпускаемого в виде листа. Этот сплав имеет хороший предел ползучести;

он удовлетворительно противостоит термическим ударам и в то же время имеет отличную сопротивляемость окислению при температурах до 1100°C . Металл легко поддается обработке — выколачиванию вручную, скручиванию и протягиванию. Он имеет низкий коэффициент теплопроводности и низкий коэффициент линейного расширения.

Сплав «нимоник 75» является стандартным материалом для изготовления жаровых труб камер сгорания большинства английских газотурбинных двигателей. В настоящее время он применяется в двигателях нескольких фирм, таких, как фирмы «Блекборн», «Ровер», «Роллс Ройс», «Бристоль», «Де Хэвилленд», «Нэпир» и др.

Отличительной особенностью камер сгорания из «нимоник 75» является то, что при современных улучшенных методах воздушного охлаждения срок службы жаровой трубы превышает 1000 час.

Следует здесь упомянуть также о новом американском высокожаростойком сплаве кампани «Дженерал Электрик», известном под названием «рене 41», который выпускается в виде листа и в других видах. Он сравнительно легко поддается сварке и механической обработке. Это титаноалюминиевый сплав на никелевой основе, который после закалки можно использовать при температурах до 980°C . Поэтому сплав «рене 41» является замечательным материалом для жаровых труб, корпусов турбин, перегородок соплового аппарата и частей форсажной камеры.

При температуре 870°C этот сплав в течение 100-часового испытания имеет предел прочности при растяжении $17,1 \text{ кг/мм}^2$. При оптимальной термообработке и остаточной деформации $0,2\%$ предел текучести при температуре 650°C составляет 87 кг/мм^2 .

Можно добавить, что другие высокотемпературные детали газотурбинного двигателя, такие, как корпуса камер сгорания, тепловые экраны, бандажные реактивных труб, внутренние охлаждающие кожуха, корпуса турбин, главный корпус и опоры подшипника, в настоящее время изготавливаются из титановых сплавов вместо нержавеющей сталей и малоуглеродистых легированных сталей, применявшихся ранее.

Теплоизолирующие покрытия

Во многих случаях применения газотурбинных двигателей бывает важно изолировать некоторые наружные детали двигателя, такие, как узлы крепления, корпуса и т. д., от тепла, передающегося наружу от выхлопных труб, корпусов турбины, камер сгорания и других элементов двигателя. Для этого горячие части изолируются покрытием, сделанным из кварцевого волокна — типичного продукта такого вида, известного под названием рефрезила, которое упаковывается в обертку из металлической фольги. Это необходимо для того, чтобы защитить кварцевое волокно от пропитывания маслом или топливом, что может привести к серьезному пожару. Чтобы получить максимальную жесткость, поверхность фольги, обычно изготовленной из нержавеющей стали или инконеля, покрывают рябью или делают на ней продольные канавки. Инконель, железо-хромо-никелевый сплав, пригоден для использования в течение длительного времени при температурах $800\text{—}900^{\circ}\text{C}$. Он обладает прочностью и высокой коррозионной устойчивостью при всех рабочих температурах. Фольга из инконеля, используемая для покрытия выхлопной трубы, имеет толщину около $0,1 \text{ мм}$.

НЕКОТОРЫЕ ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Класс малых газотурбинных двигателей, которым посвящена эта книга, включает в себя самые малые двигатели мощностью 45—55 л. с., двигатели мощностью 100—500 л. с., и некоторые двигатели мощностью приблизительно до 1000—1500 л. с.

Из самых малых газотурбинных двигателей с одним валом наиболее удачной является схема, содержащая одноступенчатый центробежный компрессор и одноступенчатую осевую или центростремительную турбину.

В двигателях большей мощности, устанавливаемых на легких самолетах и вертолетах, используются осевой компрессор и одно-трехступенчатая турбина.

Промышленные газотурбинные двигатели можно разделить на следующие шесть групп:

1. *Простые газотурбинные двигатели с одним валом.*

2. *Простые газотурбинные двигатели со свободной турбиной.*

3. *Газогенераторы для вертолетов или автомобилей.*

4. *Газотурбинные двигатели с отбором сжатого воздуха для внешнего потребления, например для запуска больших газотурбинных двигателей, снабжения пневматических систем. Иногда двигатели этого типа развивают на валу определенную мощность.*

5. *Турбореактивные двигатели для тренировочных самолетов, вспомогательные стартовые двигатели для самолетов с двигателями большой мощности; двигатели для управляемых снарядов.*

6. *Малые газотурбинные двигатели для легких морских судов, таких, как морские катера.*

Помимо этих основных групп, существуют малые газотурбинные двигатели для специальных целей. К ним относятся:

1. *Газотурбинные агрегаты, работающие на продуктах сгорания топлива и воздуха, или только одного топлива (твердого или газообразного), которые используются в качестве аварийного источника мощности или для запуска двигателя.*

2. *Турбины, работающие на выхлопных газах, предназначенные для привода центробежных компрессоров, создающих наддув бензиновых или дизельных двигателей.*

3. *Газотурбинные двигатели, выхлопные газы которых используются для промышленных целей.*

4. *Газовые турбины, работающие на газах, поступающих из топков паровых котлов (таких, как котел «Велокс»), где сгорание происходит при повышенном давлении.*

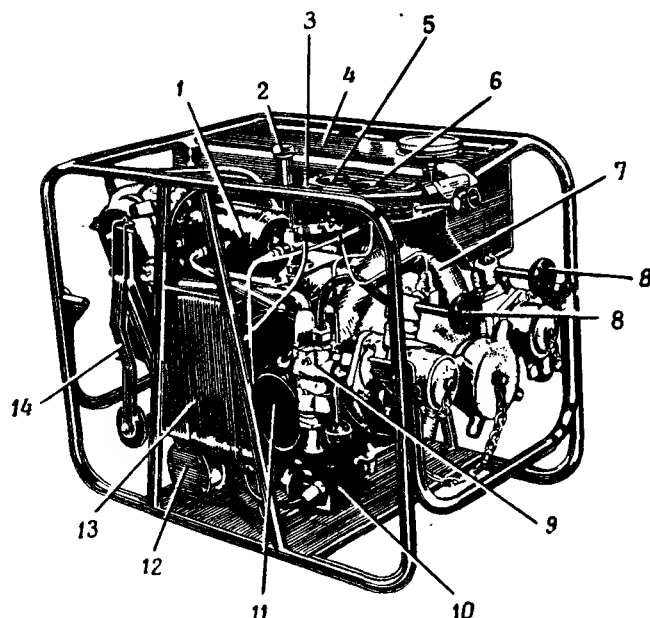
В этой главе приводится краткое описание некоторых типичных примеров применения газотурбинных двигателей, начиная с самых простых. Однако, очевидно, невозможно, да и нецелесообразно, имея в виду ограниченный объем книги, описывать каждый тип или модель двигателя.

В большинстве случаев промышленные газотурбинные двигатели малой мощности выбираются в связи с их относительно малым весом, приходящимся на 1 л. с., малыми габаритами и простотой обслуживания. Этот выбор делается независимо от того, что удельные расходы топлива у таких двигателей сравнительно выше, чем у дизелей или бензиновых двигателей такой же мощности. В большинстве случаев возможность применения в малых газотурбинных двигателях более дешевых топлив и почти пренебрежимо малый расход масла отчасти компенсируют более высокие расходы топлива в них.

Портативные установки

По указанным выше причинам двигатели этой группы наиболее полно удовлетворяют требованиям, предъявляемым к портативным силовым установкам, таким,

как установки для подачи сжатого воздуха, привода электрогенераторов и водяных насосов. Типичным примером малой компактной установки является двигатель «Ровер 1S/60¹⁾», показанный на фиг. 136. Он развивает



Фиг. 136. Портативный водяной насос, приводимый от газотурбинного двигателя 1S/60 фирмы «Ровер».

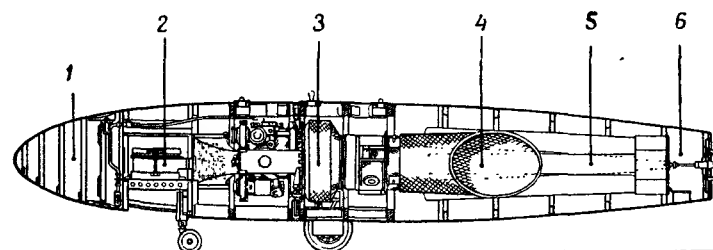
1 — камера сгорания; 2 — масляный фильтр; 3 — тахометр; 4 — топливный бак; 5 — прибор для контроля давления и температуры масла; 6 — расходомер водяной помпы; 7 — водяная помпа; 8 — кран регулирования подачи; 9 — кран регулирования забора воды; 10 — генератор; 11 — катушка зажигания; 12 — мультипликатор ручного запуска; 13 — кожух воздухозаборника; 14 — пусковая рукоятка (в закрытом положении).

мощность до 60 э. л. с., идущую на привод отдельного насосного агрегата весом 102 кг; габариты агрегата (по раме) — 652 × 851 × 521 мм. Двигатель «Ровер» расходует всего 0,4 л масла за 24 часа, сразу же запускается в холодном состоянии и через несколько секунд

¹⁾ См. также стр. 28.

достигает полной мощности. Двигатель имеет воздушное охлаждение. Проведенные испытания насосных агрегатов с двигателем «Ровер» показывают, что они достаточно надежны и долговечны. Агрегат, показанный на фиг. 136, предназначен для подачи воды с производительностью 2270 л/мин при гидростатическом напоре 3,0 м и давлении 7 кг/см². Удельный расход топлива составляет 0,635 кг/л. с. час.

В авиационной вспомогательной бортовой силовой установке фирмы «Ровер» используется газотурбинный



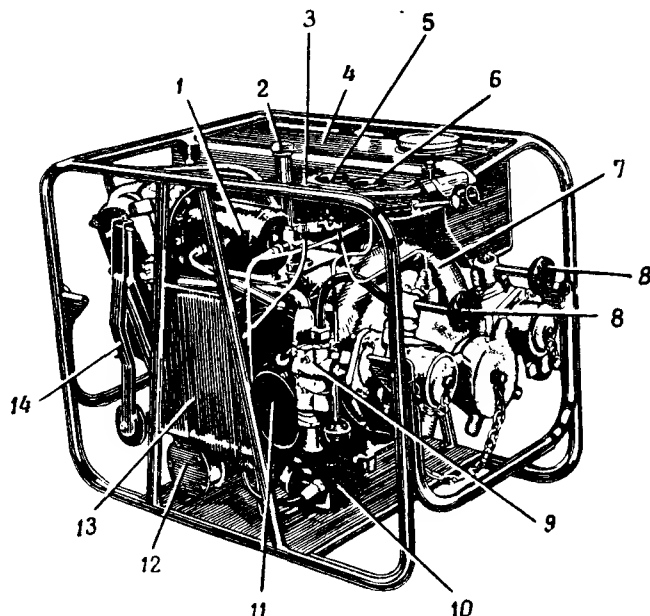
Фиг. 137. Портативная установка «Палуст» фирмы «Блекборн» для подачи сжатого воздуха.

1 — топливный бак; 2 — батареи; 3 — двигатель «Палуст»; 4 — выхлопная труба; 5 — помещение для резиновых рукавов; 6 — помещение для колеса.

двигатель 1S/60. Назначением этой установки является снабжение электрической энергией самолетного оборудования, а также независимая подача сжатого воздуха для запуска основного двигателя. Силовая установка «Ровер» имеет габариты 1342 × 605 × 955 мм и вес 182 кг. Запуск осуществляется от электромотора, работающего от сети напряжением 24 в, или от стартового патрона.

Другим примером портативной передвижной установки, предназначенной для подачи сжатого воздуха для запуска больших авиационных газотурбинных двигателей, является силовая установка «Палуст» фирмы «Блекборн», показанная на фиг. 137. Она спроектирована для использования либо в качестве транспортируемой по воздуху гондолы, либо со встроенным шасси в качестве наземного агрегата. Двигатель «Палуст 500»

как установки для подачи сжатого воздуха, привода электрогенераторов и водяных насосов. Типичным примером малой компактной установки является двигатель «Ровер 1S/60¹⁾», показанный на фиг. 136. Он развивает



Фиг. 136. Портативный водяной насос, приводимый от газотурбинного двигателя 1S/60 фирмы «Ровер».

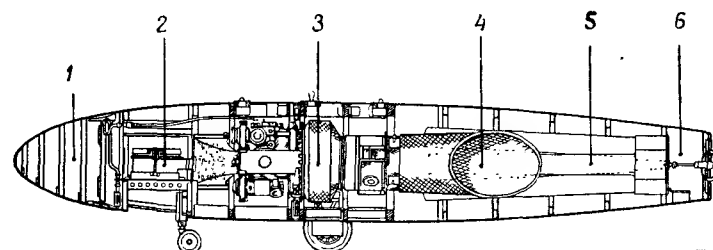
1 — камера сгорания; 2 — масляный фильтр; 3 — тахометр; 4 — топливный бак; 5 — прибор для контроля давления и температуры масла; 6 — расходомер водяной помпы; 7 — водяная помпа; 8 — кран регулирования подачи; 9 — кран регулирования забора воды; 10 — генератор; 11 — катушка зажигания; 12 — мультипликатор ручного запуска; 13 — кожух воздухозаборника; 14 — пусковая рукоятка (в закрытом положении).

мощность до 60 э. л. с., идущую на привод отдельного насосного агрегата весом 102 кг; габариты агрегата (по раме) — 652 × 851 × 521 мм. Двигатель «Ровер» расходует всего 0,4 л масла за 24 часа, сразу же запускается в холодном состоянии и через несколько секунд

¹⁾ См. также стр. 28.

достигает полной мощности. Двигатель имеет воздушное охлаждение. Проведенные испытания насосных агрегатов с двигателем «Ровер» показывают, что они достаточно надежны и долговечны. Агрегат, показанный на фиг. 136, предназначен для подачи воды с производительностью 2270 л/мин при гидростатическом напоре 3,0 м и давлении 7 кг/см². Удельный расход топлива составляет 0,635 кг/л. с. час.

В авиационной вспомогательной бортовой силовой установке фирмы «Ровер» используется газотурбинный



Фиг. 137. Портативная установка «Палуст» фирмы «Блекборн» для подачи сжатого воздуха.

1 — топливный бак; 2 — батареи; 3 — двигатель «Палуст»; 4 — выхлопная труба; 5 — помещение для резиновых рукавов; 6 — помещение для колеса.

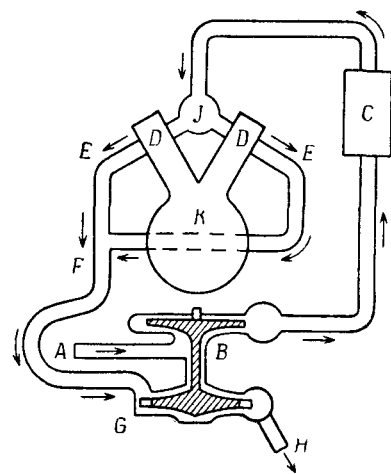
двигатель 1S/60. Назначением этой установки является снабжение электрической энергией самолетного оборудования, а также независимая подача сжатого воздуха для запуска основного двигателя. Силовая установка «Ровер» имеет габариты 1342 × 605 × 955 мм и вес 182 кг. Запуск осуществляется от электромотора, работающего от сети напряжением 24 в, или от стартового патрона.

Другим примером портативной передвижной установки, предназначенной для подачи сжатого воздуха для запуска больших авиационных газотурбинных двигателей, является силовая установка «Палуст» фирмы «Блекборн», показанная на фиг. 137. Она спроектирована для использования либо в качестве транспортируемой по воздуху гондолы, либо со встроенным шасси в качестве наземного агрегата. Двигатель «Палуст 500»

имеет один вал. Он включает в себя воздушный компрессор, двухступенчатую осевую турбину и кольцевую камеру сгорания. Двигатель подает воздух в количестве $1,2 \text{ кг/сек}$ при давлении $3,93 \text{ кг/см}^2$. Габариты тележки $2719 \times 1600 \times 1091 \text{ мм}$. Другие примеры портативных и авиационных бортовых газотурбинных установок приводятся ниже.

Турбокомпрессоры, работающие на выхлопных газах

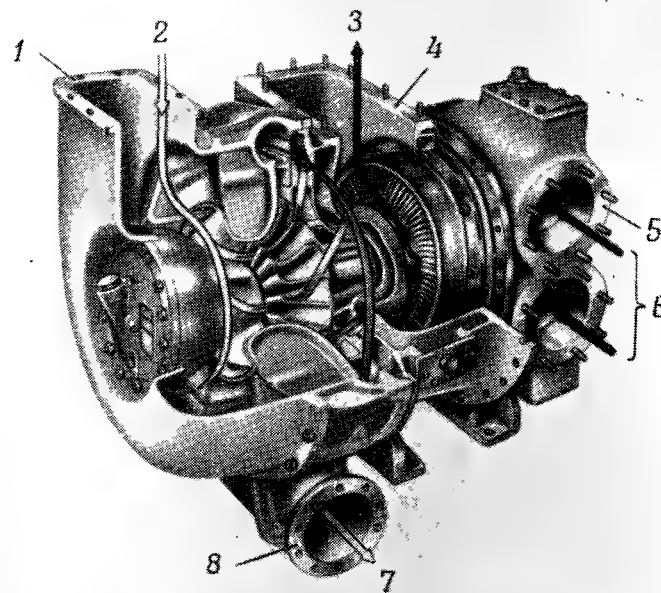
Одно из первых успешных применений газовой турбины было связано с использованием энергии выхлопных газов бензинового двигателя для сжатия воздуха с целью наддува двигателя. Этот метод был применен в 1911—1914 гг. А. Бучи на двигателе Зульцера [97] и позднее, во время войны 1914—1918 гг., проф. А. Рато для наддува авиационных двигателей с целью поддержания их мощности до больших высот. Этот метод регенерации энергии с целью увеличения мощности в настоящее время применяется на всех дизелях и на некоторых бензиновых двигателях.



Фиг. 138. Схема турбокомпрессора для дизеля, работающего на выхлопных газах.

откуда по выхлопным трубам *E* газы поступают в колесо турбины *G*. После прохождения через него газы выходят в атмосферу через канал *H*. Центробежный компрессор *B* приводится в действие от турбины, сидящей с ним на общем валу. Вход воздуха в ком-

прессор обозначен через *A*. По этой схеме сжатый воздух проходит через промежуточный охладитель *C*, необходимый для понижения температуры его перед поступлением в воздушный трубопровод двигателя *J*.



Фиг. 139. Турбокомпрессор „Нэпир“.

1 — корпус воздухозаборника (фланцевого типа) (0° С); 2 — забор воздуха из атмосферы; 3 — выхлоп в атмосферу; 4 — корпус выходного газосборника турбины (фланцевого типа) (0° С); 5 — фланец (270°); 6 — выхлопные газы из дизеля; 7 — выпуск воздуха в дизель; 8 — корпус выходной улитки компрессора (фланцевого типа) (270°).

Благодаря наддуву двигателя турбокомпрессором при низком давлении давление воздуха на входе в трубопровод увеличивается примерно на 50%; почти на столько же увеличивается максимальная мощность двигателя. При наддуве двигателя турбокомпрессором при

высоком давлении мощность может увеличиться по крайней мере в 2 раза. Для этого необходимы нагнетатели с более высокой степенью повышения давления порядка 2,0—2,2 и соответствующим образом сконструированные двигатели.

На фиг. 139 показан в разрезе типичный турбокомпрессор фирмы «Нэпир» для стационарных, тракторных или морских двигателей, который выпускается в различных моделях для наддува как при низком, так и при высоком давлении. У более мощных турбокомпрессоров корпус турбины обычно охлаждается водой, благодаря чему температура на входе в турбину не превышает 550°C , что обеспечивает длительную работу. Более полные сведения о турбокомпрессорах можно найти в работах [99, 100].

Малые газовые турбины, работающие на однокомпонентных топливах

Одним из свойств газовой турбины является то, что она может работать при среднем давлении газов, получаемых от весьма разнообразных источников. В настоящее время малые газовые турбины, предназначенные для выработки ограниченной мощности, работают на горячих продуктах сгорания, образующихся при сжигании твердых или жидких топлив. Более широкое применение имеют патронные пороховые стартеры для авиационных двигателей и больших дизелей, работающие на газах, образующихся при сгорании пороха, которые вращают турбинное колесо с высоким числом оборотов. Для снижения этого числа оборотов до значений, необходимых по условиям запуска основного двигателя, применяется специальный редуктор.

В других случаях для получения продуктов сгорания, необходимых для работы малых газовых турбин, используются однокомпонентные топлива, включающие *изопропилнитрат, окись этилена, гидразин* и другие. Мощность газовых турбин используется для различных

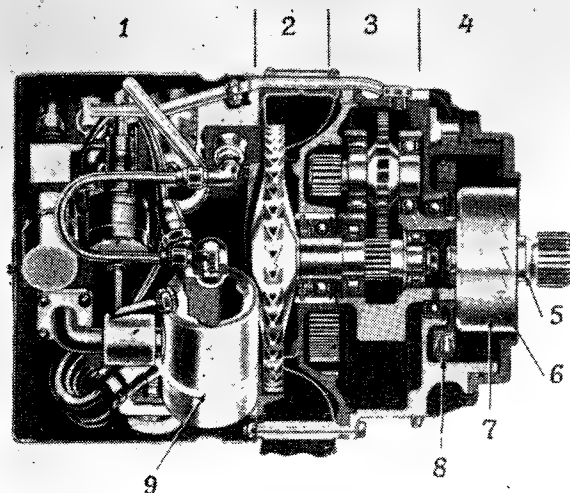
целей, например для холодного запуска двигателей, для временной работы авиационных агрегатов, для работы электрических и гидравлических систем на управляемых снарядах.

Типичным примером подобной установки является газотурбинный стартер, работающий на продуктах разложения изопропилнитрата, происходящего в реакционной камере под воздействием горячих газов, которые образуются при сгорании заряда бездымного пороха. Топливо подается в систему гидравлическим усилителем или форсункой. Этот агрегат состоит из цилиндра, разделенного на две части поршнем, имеющим разные площади поперечного сечения с одной и другой сторон. Количество топлива, необходимое для одного запуска, подается в цилиндр с той стороны поршня, которая имеет меньшую площадь. Под давлением газа, действующего на большую площадь поршня, топливо вытесняется в реакционную камеру под значительным давлением. Газы направляются на лопатки малой газовой турбины, в результате чего ее ротор раскручивается до определенной скорости, при которой открывается центробежный переключатель, обесточивающий клапан байпасной магистрали. При этом клапан открывается и срабатывает давление топлива, в результате чего турбина останавливается.

В турбостартере фирмы «Де Хэвилленд» используется *перекись водорода*. Жидкость подается к пакету катализатора под давлением $17,5 \text{ кг/см}^2$ и при температуре 600°C разлагается на перегретый пар и чистый кислород. Эта смесь направляется через сопловой аппарат на лопатки одноступенчатой турбины и затем, через сдвоенные выхлопные отверстия, на вход в двигатель. Турбина работает со скоростью 50 000—60 000 об/мин и приводит в действие авиационный двигатель через двухступенчатый элиптический редуктор и быстро выключающуюся муфту. Диаметр турбостартера составляет 147 мм, длина — 396 мм; он весит 20,9 кг и запускает мощный авиационный газотурбинный двигатель за 10 сек; расход перекиси водорода в этом случае составляет 5 кг.

Турбостартер, работающий на продуктах сгорания топлива в воздухе

Этот самолетный бортовой агрегат предназначен для запуска мощных авиационных газотурбинных двигателей. Для его работы используется авиационное жидкое



Фиг. 140. Авиационный бортовой турбостартер «Дженерал электрик» для запуска газотурбинных двигателей.

1 — системы регулирования и сгорания; 2 — турбина; 3 — редуктор; 4 — муфта сцепления; 5 — проточка; 6 — зажимное приспособление, расцепляемое при обратном вращении; 7 — корпус муфты; 8 — регулятор числа оборотов; 9 — камера сгорания.

топливо и сжатый воздух из баллонов, которые подаются автоматически при помощи бортовой пневматической системы высокого давления (210 кг/см^2).

На фиг. 140 показан разрез турбостартера AS-18 компании «Дженерал электрик» (США) (модель МА-9 или МА-10 в обозначении ВВС США). Установка при-

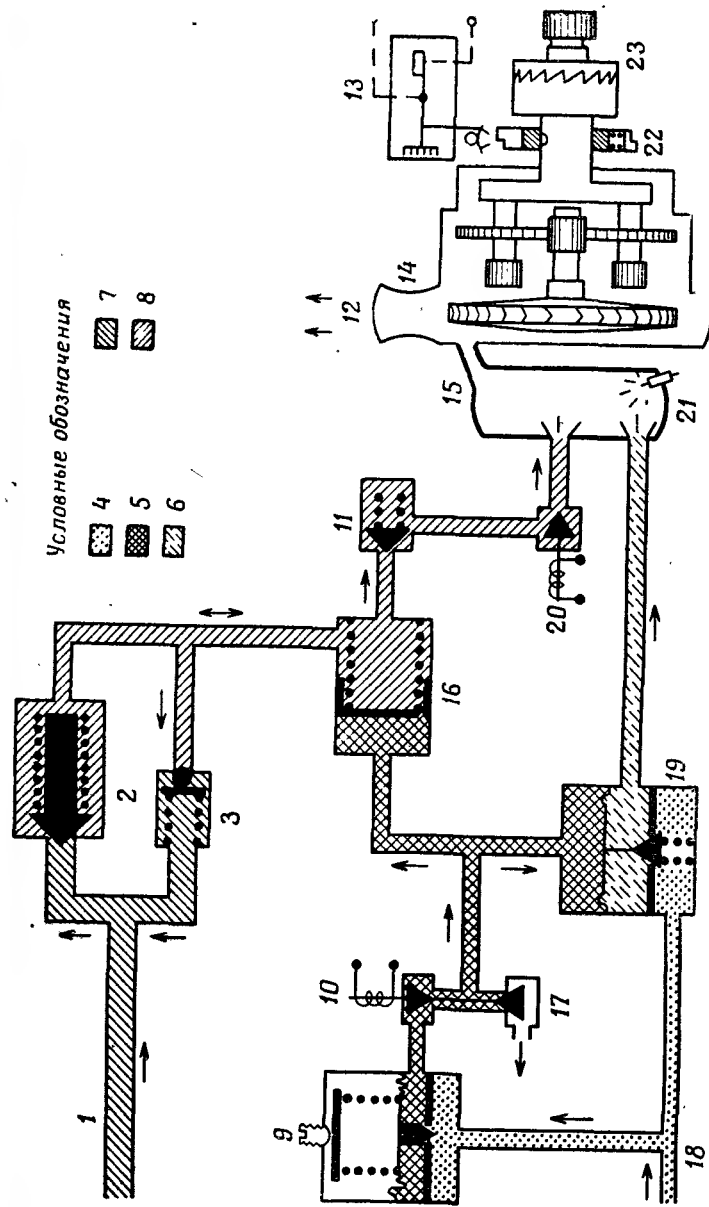
водится в действие посредством кнопочного управления: при включении ток поступает в обмотки клапанов топливной и воздушной систем и управляет зажиганием. Воздух под давлением 34 кг/см^2 направляется к топливному аккумулятору и в верхнюю часть главного воздушного регулятора (фиг. 141). В топливном аккумуляторе воздух, воздействующий на поршень, вытесняет заранее определенное количество топлива через клапан одностороннего действия и соленоидный клапан в форсунку, расположенную в камере сгорания. Здесь топливо сгорает вместе с воздухом, поступающим из главного воздушного регулятора. В последнем поддерживается давление 34 кг/см^2 , благодаря чему проходной клапан фиксируется в таком положении, чтобы давление воздуха, поступающего в камеру сгорания, было бы постоянным и равным примерно 30 кг/см^2 . Богатая топливно-воздушная смесь, сгоревшая в камере сгорания, разбавляется дополнительной порцией воздуха, что необходимо для более полного сгорания. Продукты сгорания проходят через сопловую коробку и четыре сопла типа Лавалья, и поступают к колесу турбины, выполненному путем приварки стеллитовых рабочих лопаток к стальному высокожаропрочному диску.

Колесо турбины работает со скоростями 40 000—47 000 об/мин и спроектировано с таким расчетом, чтобы выдерживать напряжения в лопатках, возникающие на скоростях до 60 000 об/мин.

Турбостартер весит 20,9 кг и развивает крутящий момент 67 кгм при числе оборотов, равном нулю, и 47,7 кгм при 2500 об/мин. Передаточное число редуктора турбостартера равно 18,46. Нормальная температура газа 1204°C ; нормальная продолжительность одного цикла запуска 11 сек; расход воздуха на один запуск 3 кг, расход топлива — 0,096 кг. Полная длина турбостартера составляет 340 мм, диаметр — 229 мм.

Турбины, работающие на сжатом воздухе

В стартерах, работающих на сжатом воздухе, часто применяются турбинные колеса, подобные тем, которые имеются в газотурбинных двигателях. Воздух,



Ф и г. 141. Схема турбостартера с автоматическими регуляторами, воздушной системой, газогенератором, турбиной и пусковой муфтой.

1 — подвод топлива; 2 — контрольный клапан; 3 — редукционный клапан; 4 — топливо на входе; 5 — воздух на входе; 6 — воздух для регуляторов; 7 — топливо на выходе; 8 — топливо на выходе; 9 — регулятор подачи топлива; 10 — клапан, предохраняющий от утечки топлива; 11 — клапан; 12 — выхлоп; 13 — выключатель регулятора скорости; 14 — планетарный редуктор; 15 — камера сгорания; 16 — топливный аккумулятор; 17 — выход; 18 — выход; 19 — основной регулятор подачи воздуха; 20 — свеча зажигания; 21 — регулятор скорости; 22 — регулятор скорости; 23 — муфта сцепления.

отбираемый от компрессора двигателя, в смеси с заборным воздухом или без него, приводит во вращение турбинное колесо, от которого приводится малоомощный электрогенератор, расположенный на борту самолета.

Использование выхлопных газов топки парового котла

Примером успешного применения газовой турбины к паровым котлам является газотурбинная установка швейцарской компании «Броун — Бовери», предназначенная для парогенератора «Велокс» [2]. Воздух от осевого компрессора, приводимого турбиной, под давлением подается в топку парового котла. Турбина работает на выхлопных газах, образующихся в топке при сгорании топлива. В установке применяются компрессор, имеющий от 10 до 12 ступеней, и четырех- или пятиступенчатая турбина. Такие установки имеют в настоящее время сравнительно большое распространение в различных странах.

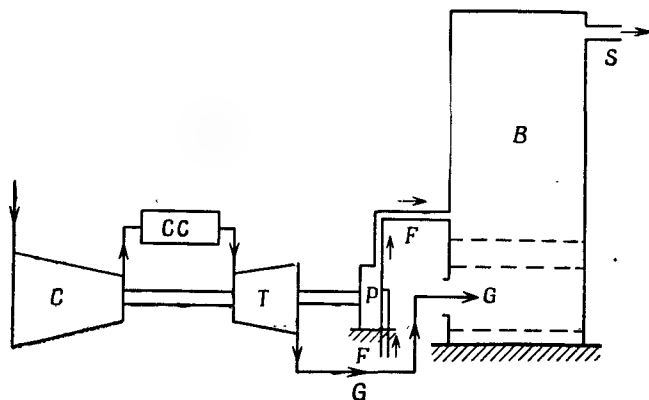
Газовые турбины с системами регенерации тепла

Относительно низкий термический к. п. д. простого газотурбинного двигателя, как показано в гл. 5, может быть значительно увеличен. Это достигается регенерацией части тепла выхлопных газов для нагрева сжатого воздуха перед его поступлением в камеру сгорания. Точно так же тепло выхлопных газов можно использовать во многих случаях в промышленности, когда требуется повысить температуру жидкости или газа (включая воздух), а также для целей форсирования парогенерации в случае паровых котлов с нагревом за счет тепла выхлопных газов. Выхлопные газы можно также использовать для целей вентиляции, например для вентиляции помещения, где установлен двигатель.

Продукты сгорания, выходящие из турбины, содержат от 60 до 70% тепловой энергии, заключенной в топливе. В случае применения газовой турбины в сочетании с паровыми котлами использование этих газов для нагрева воды, питающей котел, дает значительную экономию топлива.

Выхлопные газы, сильно разбавленные охлаждающим воздухом, но имеющие еще достаточно высокую температуру, можно использовать также для сгорания в топке парового котла, так как в них еще остается около 80—85% кислорода, содержащегося в воздухе, подаваемом компрессором в камеру сгорания.

На фиг. 142 показана схема простой газовой турбины, выхлопные газы которой используются для сжигания топлива в топке парового котла. Следует отметить,



Фиг. 142. Обычная схема использования газотурбинной установки для парового котла.

В — паровой котел; *С* — компрессор; *СС* — камера сгорания; *F* — трубки подвода воды; *G* — выхлопная труба турбины; *P* — насос, подающий воду; *T* — турбина.

что мощность на валу турбины можно использовать для внешних потребителей, например для привода насоса, подающего воду в паровой котел, какого-либо другого насоса, электрогенератора или воздушного компрессора.

Можно показать [25], что в том случае, когда паровой котел спроектирован так, чтобы использовать все количество кислорода, содержащегося в выхлопных газах турбины, мощность турбины будет составлять примерно 15% от мощности комбинированной установки. Так, в выхлопных газах газовой турбины мощностью 500 л. с. содержится количество воздуха, достаточное для сгорания топлива, необходимого для работы паро-

вой турбины мощностью в 2850 л. с.; суммарная мощность всей установки составляет таким образом 3350 л. с. Термический к. п. д. комбинированной установки в этом случае на 5—7% выше, чем одной паровой турбины.

К газовым турбинам с регенерацией тепла относится установка Аллена мощностью 900 квт (1223 л. с.), предназначенная для газового завода в Кенсал-Грине. Она является одной из первых больших газотурбинных установок с открытым циклом, в которой утилизируется тепло, теряемое в коксовальных печах газовых заводов.

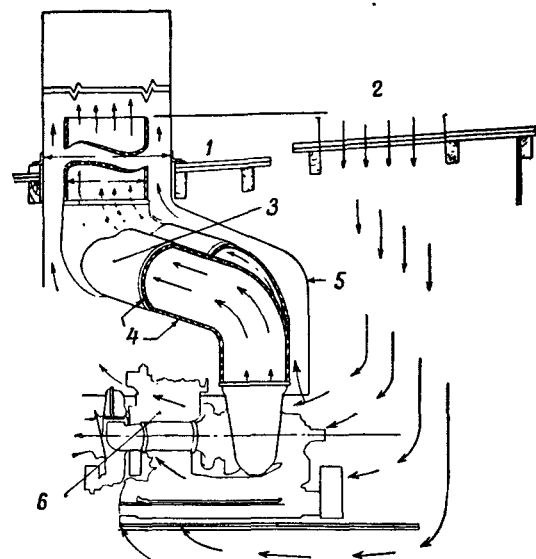
Другим интересным примером применения является газовая турбина, работающая за счет расширения горячего азота, имеющего давление 7 кг/см^2 и температуру 648°C . Этот двигатель, построенный компанией I.C.I., приводит в действие электрический генератор мощностью 550 квт.

Интересным является также простой газотурбинный двигатель «ТЕ» компании «Растон Марк» мощностью 430 л. с. Он спроектирован для работы совместно с паровым котлом на основе регенерации тепла или для привода вспомогательного морского электрогенератора при наличии или отсутствии парового котла с регенерацией тепла. Собственный термический к. п. д. двигателя невелик (0,12), однако к. п. д. всей установки значительно улучшен.

Вентиляция двигательных боксов

Температуру наружных каналов и корпусов газотурбинного двигателя можно понизить при помощи метода тепловой изоляции, который заключается в использовании материалов с малой теплопроводностью и изготовлении корпусов из листового материала, причем некоторые из них должны быть съемными, чтобы можно было осуществлять контроль и операции по обслуживанию. В случае размещения стационарных установок в двигательных боксах или отделениях часто можно обойтись без этих довольно сложных и дорогих методов защиты от теплового излучения за счет использования самого двигателя для вентиляции того помещения, в котором он работает.

Это осуществляется путем отвода соответствующего количества тепла от высокоскоростного потока выхлопных газов и использования уже значительно охлажденных газов для вентиляции помещения. Метод, описанный Хафером [25], заключается в установке воздушного ко-



Фиг. 143. Использование выхлопных газов газотурбинного двигателя для вентиляции помещения, где установлен двигатель.

1—линия крыши; 2—воздух для вентиляции помещения; 3—внутренняя выхлопная труба турбины; 4—высокотемпературный изоляционный слой толщиной 12,7 мм из фольги из нержавеющей стали; 5—капот для двух двигателей; 6—двигатель (один сзади).

жуха, соединенного со вторым кожухом или выхлопной трубой, которая окружает и простирается выше выхлопной трубы двигателя (фиг. 143). Воздух засасывается из помещения в кожух двигателя за счет эжекции выхлопных газов, которые движутся по выхлопной трубе со скоростью 61—91 м/сек. Испытания, проведенные в Морской инженерно-испытательной станции в Аннаполисе (США) на газотурбинном двигателе при макси-

мальном расходе воздуха 6,35 кг/сек, показали, что расход эжектируемого воздуха, который вентилировал помещение, где был установлен двигатель, составлял 210 м³/мин.

При вентиляции этим методом температура газов во внутренней трубе составляла 648°С. Однако средняя температура в наружной трубе, выше того места, где был установлен двигатель, составляла всего 48,9°С.

Одновальные двигатели

Во многих случаях требуется, чтобы газотурбинный двигатель работал с постоянным числом оборотов и постоянной мощностью, как, например, для привода центробежных водяных насосов, воздушных компрессоров, вентиляторов, электрогенераторов и т. д. В этих случаях явные преимущества по сравнению с другими типами двигателей имеет одновальный двигатель с простым одноступенчатым центробежным компрессором и осевой или радиальной центростремительной турбиной, так как он более легок, прост в эксплуатации, имеет относительно низкую стоимость и сравнительно прост в обслуживании. Возможность работы такого двигателя на низкосортных (дешевых) топливах и очень низкий расход смазочного масла в некоторой степени компенсируют проигрыш в стоимости из-за больших расходов топлива, характерных для малых газотурбинных двигателей. Относительно высокий расход топлива, имеющий место при частичных нагрузках, к этой категории двигателей не относится, поскольку они все время работают вблизи режима максимальной мощности.

С точки зрения стоимости и эксплуатации радиальные центростремительные турбины имеют определенные преимущества по сравнению с осевыми турбинами с их решетками сопловых и рабочих лопаток, однако экономичность двигателей с радиальными турбинами ниже. Кроме того, вследствие очень малых габаритов маломощные двигатели легко выполняются портативными и применяются для водяных насосных станций, электростанций и отдельных компрессорных установок.

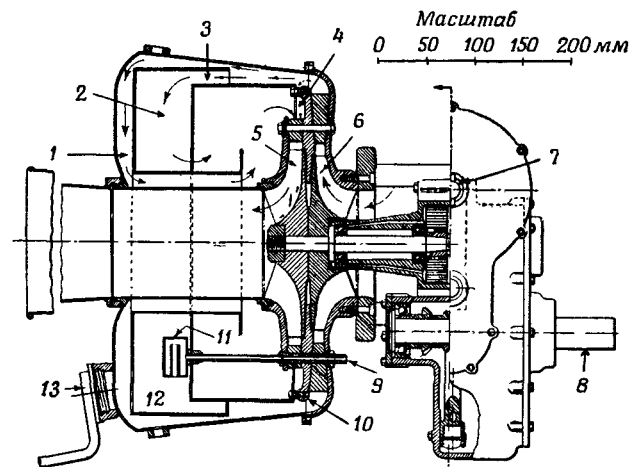
В настоящее время существует большое количество промышленных образцов малых газотурбинных двигателей. Типичными являются следующие двигатели: «Ровер» 1S/60; «Стандарт» 1S/250; «Бадворт» мощностью 60 л. с.; «Палуст» и «Артуст» фирмы «Блекборн»; «Аллен» мощностью 200 л. с., «Растон», 430 л. с.; «Эйрисёрч», 100 л. с.; «Соляр Марс» и «Меркурий». Описание некоторых из этих газотурбинных двигателей приведено ниже.

Газотурбинный двигатель «Бадворт»

Малый газотурбинный двигатель «Бадворт» сравнительно прост по конструкции и развивает мощность 60 л. с. при скорости вращения вала 45 000 об/мин. В одном из вариантов этот двигатель используется для привода легкой портативной насосной установки с производительностью 2270 л/мин, напором 7 кг/см² и высотой всасывания около 3 м. Он весит только 27,3 кг, что соответствует удельному весу 0,45 кг/л. с. Снабженный редуктором с передаточным отношением 15:1, этот двигатель может быть размещен в пространстве, представляющем куб со стороной 406 мм.

В двигателе (фиг. 144) имеется центробежный компрессор со степенью повышения давления 2,8. После сжатия в компрессоре воздух поступает в кольцевую камеру сгорания, расположенную вокруг компрессора. При этом он проходит между 28 ромбовидными вставками, расположенными между передним литым алюминиевым корпусом и железным литым изолирующим кольцом, которые стянуты винтами. После прохождения диффузора воздух разделяется на три потока: 1) первичный воздух, проходящий в центральном направлении к горячим зонам, находящимся в районах расположения трех форсунок; 2) вторичный воздух, проходящий вокруг наружного корпуса камеры сгорания и охлаждающий ее и выхлопной конус; 3) третий поток воздуха, который, выйдя из компрессора, поворачивает на 180° и проходит вниз к сопловому кольцу. Здесь он очищает и охлаждает кольцо и переднюю часть ротора турбины перед тем, как смешаться с основной массой газа. Топливо испаряется при помощи форсунок испарительного типа,

установленных в горячей зоне камеры сгорания. Температуру в камере сгорания можно регулировать путем изменения соотношения расходов первичного и вторичного воздуха. В двигателе используется топливная система низкого давления, причем создаваемый ею напор лишь немного превышает давление в камере сгорания.



Фиг. 144. Двигатель «Бадворт» мощностью 60 л. с. с центробежным компрессором и радиально-лопастной турбиной.

1 — вторичный воздух; 2 — камера сгорания; 3 — первичный воздух; 4 — воздух, охлаждающий диск турбины; 5 — турбина; 6 — компрессор; 7 — крепление пусковой рукоятки; 8 — выходной вал; 9 — подвод топлива и масла; 10 — изолирующее кольцо; 11 — форсунка-испаритель; 12 — горячая зона; 13 — свеча зажигания.

Изменение этой разницы давлений по мере изменения числа оборотов двигателя позволяет применять простой метод регулирования. Давление топлива поддерживается постоянным при помощи редукционного клапана.

Ротор радиальной радиально-лопастной турбины сделан из сплава «нимоник 80А»; он соединен встык с крыльчаткой компрессора. На нем имеются 12 лопаток. Ротор турбины изготавливается из цельной заготовки методом фрезерования по копиру. Крыльчатка компрессора, имеющая 12 лопаток, изготавливается из

жаропрочного алюминиевого сплава RR-58 при том же методе механической обработки.

Двигатель может быть установлен как в вертикальном, так и в горизонтальном положении. Он легко запускается в холодном состоянии при помощи пусковой рукоятки. Топливо вначале испаряется при помощи электрической системы зажигания или, более просто, при помощи фитиля; эти операции производят до начала запуска двигателя. Возможно также использовать в пусковом воспламенителе светильный газ.

Расход топлива составляет 45,5—54,5 кг/час. Максимальная расчетная температура на входе в турбину составляет 850°С. Соответствующее значение термического к. п. д. несколько выше 0,11.

Более подробные сведения о двигателе «Бадворт» имеются в работах [117, 119].

Двигатели фирмы «Блекборн—Турбомека»

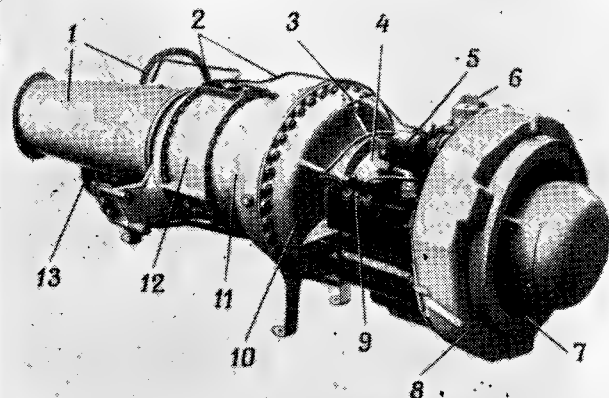
Эта группа малых газотурбинных двигателей основана на оригинальной конструкции, разработанной фирмой «Турбомека». Каждый из этих двигателей имеет газогенератор, в основу которого был положен газогенератор турбореактивного двигателя «Палас». Исходный газогенератор состоит из центробежного компрессора, вращающейся форсунки и кольцевой камеры сгорания, описание которой приводится на стр. 368—369, и одноступенчатой турбины. Топливная система состоит из шестеренчатого насоса «Плесси», смонтированного на топливном регуляторе фирмы «Лукас», который подает топливо для запуска в факельный воспламенитель и далее в полный вал и центробежную форсунку. Центробежный регулятор предназначен для регулирования оборотов как на режиме холостого хода, так и на режимах больших чисел оборотов. В большинстве случаев средняя часть диапазона оборотов используется редко, поэтому регулирование работы двигателя в этой области осуществляется вручную.

Масляная система двигателя состоит из нагнетающего масляного насоса, подающего масло к подшипникам, и двух откачивающих масляных насосов. Масляный

Таблица 11
Основные характеристики двигателей типа «Турбомека»
фирма «Блекборн»

Марка двигателя	Тип	Основные данные	Расход топлива	Сухой вес, кг	Габаритные размеры, мм	
					длина	диаметр
«Палуст»	Одноваль-ный турбо-компрессор	0,91 кг/сек при 2,7 кг/см ²	136 кг/час	95	847	632
«Палуст 505»	То же	1,18 кг/сек при 2,67 кг/см ²	132 кг/час	95	847	632
«Х. П. Палуст»	То же	0,91 кг/сек при 4,92 кг/см ²	159 кг/час	~114	1143	648
«Артуст 510»	Одноваль-ный турбо-компрессор (двигатель для привода)	1,09 кг/сек при 2,63 кг/см ² + 0 л. с.	145 кг/час	104	939	632
		0,89 кг/сек при 2,83 кг/см ² + 100 л. с.	154 кг/час			
«Артуст 600»	Одноваль-ный двига-тель для привода	414 л. с.	0,465 кг/л. с. час	132	1370	445
«Турмо 601»	Двигатели со свобод-ной турби-ной для привода	350 л. с.	0,545 кг/л. с. час	141	1318	489
«Турмо 602»		325 л. с.	0,567 кг/л. с. час	141	1318	489
«Турмо 603»		375 л. с.	0,513 кг/л. с. час	141	1318	489
«Палас»	Одноваль-ный турбо-реактивный двигатель	149 кг тяги	0,518 кг/кг час	77	1107	445
A. 129	Двигатель со свобод-ной турби-ной для привода	815 л. с.	0,327 кг/л. с. час	177	1524	502

бак отлит заодно с входным устройством двигателя. Можно отметить, что при наличии соответствующих дополнений эти двигатели основного типа можно превратить в турбореактивные двигатели, силовые установки с жестким приводом, двигатели со свободной турбиной и двигатели с отбором воздуха от компрессора.



Фиг. 145. Двигатель «Турбомека» А.129 с высокой степенью повышения давления.

1 — выхлопные трубы; 2 — подача масла; 3 — факельный воспламенитель; 4 — корпус осевого компрессора; 5 — тахометр-генератор; 6 — крышка горловины для заливки масла; 7 — вход воздуха; 8 — привод агрегатов и масляный бак; 9 — регулятор подачи топлива; 10 — корпус центробежного компрессора; 11 — корпус камеры сгорания; 12 — корпус заднего подшипника; 13 — редуктор выходного вала.

Двигатели серии «Турбомека» имеют максимальное число взаимозаменяемых деталей, поэтому многие запасные части подходят для различных типов двигателей. Вследствие этого стоимость изготовления двигателей снижается и упрощается их ремонт. Эти двигатели, которые были разработаны фирмой «Турбомека» (Бордс, Франция), выпускаются по лицензии в Англии фирмой «Блекборн», «Дженерал Эйркрафт» (Броу, Йоркс), а в

США — фирмой «Континентал Эвиэйшн» и «Энджиниринг Корпорэйшн» (Детройт).

Типы двигателей, выпускаемых фирмой «Блекборн», их основные данные, веса и габаритные размеры приведены в табл. 11.

Наиболее современный и мощный двигатель фирмы «Блекборн» А.129 (фиг. 145) был получен усовершенствованием двигателя «Турмо» путем установки на входе в центробежный компрессор двух осевых ступеней со сверхзвуковыми лопатками и дополнительной ступени турбины. Он представляет собой двигатель со свободной турбиной, в которой используются некоторые стандартные детали малых двигателей основного, исходного типа. Степень повышения давления двигателя составляет 6,35. Ожидается, что максимальная мощность двигателя составит 950 л. с., удельный расход топлива около 0,3 кг/л. с. час, сухой вес — около 177 кг, что соответствует удельному весу двигателя 0,111 кг/л. с. При различном исполнении основных элементов двигателя его можно будет использовать в качестве силовой установки с жестким приводом, турбореактивного двигателя и двигателя с отбором воздуха от компрессора. Этим будут удовлетворяться большинство наземных и авиационных потребителей.

Двигатели с отбором воздуха от компрессора

В отличие от газотурбинного двигателя, приводящего в действие отдельный воздушный компрессор, возможно выполнить основной компрессор двигателя переразмещенным и часть сжатого воздуха использовать для сгорания топлива и охлаждения, а оставшуюся часть отобрать от компрессора и использовать для внешних целей. Таким образом, турбина вырабатывает мощность, необходимую только для привода компрессора, и не вырабатывает никакой внешней энергии, например, для создания реактивной тяги или привода постороннего потребителя. Таким методом возможно создать компрессорную установку, значительно более легкую, чем установка с отдельным компрессором. Она может быть выполнена в виде портативной или передвижной установки

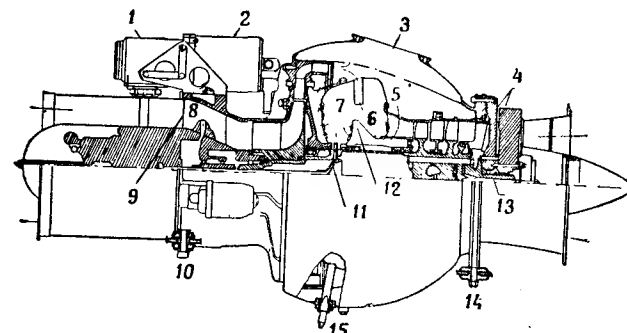
для использования в различных местах, где нужен сжатый воздух, например на аэродроме.

Такая установка, известная под названием турбокомпрессора с отбором воздуха, приспособлена также для запуска больших авиационных газотурбинных двигателей, которые с этой целью были оснащены стартерами, работающими на сжатом воздухе. Отбираемый от турбокомпрессора воздух проходит по гибкой трубе к быстро разъединяемой муфте, находящейся на самолете, и дальше, через регулирующий клапан, к стартеру. Воздух, вышедший из стартера, подводится к воздухозаборнику двигателя, установленного на самолете, и, таким образом, совершает дополнительную полезную работу. В одном из типов стартера применяется радиальная центробежная турбина. Вал турбины, вращающийся с большой скоростью, через храповой механизм соединяется со шлицевым валом авиационного двигателя. Блок шестерен управляется ограничителем максимального числа оборотов, который закрывает клапан подачи сжатого воздуха, когда число оборотов двигателя становится достаточным для запуска.

Обычный турбокомпрессор подает сжатый воздух под давлением $3,51\text{--}4,56 \text{ кг/см}^2$ при расходе порядка $0,91\text{--}1,13 \text{ кг/сек}$. Этот расход составляет 30—36% всего расхода, проходящего через компрессор.

Типичным двигателем с отбором воздуха от компрессора является двигатель «Турбомека Палуст» конструкции «Континентал», известный под названием модель 141, разрез которого показан на фиг. 146, а внешний вид — на фиг. 147. В двигателе имеется одноступенчатый центробежный компрессор с кольцевым осевым подводом воздуха. В воздушном канале располагаются пять обтекаемых ребер, которые поддерживают передний подшипник, а также обеспечивают проход топлива, масла и воздуха для вентиляции. В двигателе применена камера сгорания оригинальной конструкции, работу которой можно понять из рассмотрения схемы фиг. 146. Топливо подается под давлением $3,5\text{--}5,6 \text{ кг/см}^2$ через одно из обтекаемых ребер. Отсюда оно проходит в полый вал компрессора и затем выбрасывается через отверстия в топливном «центробежном колесе». Часть пер-

вичного воздуха для сгорания входит в зону горения камеры сгорания через отверстия, сделанные на внутренней передней поверхности наружного корпуса камеры сгорания, после поворота этой части воздуха обратно, в сторону от осевого направления в диффузоре компрессора. Вторичный воздух подводится к продуктам сгорания через радиальные трубки, расположенные на наружной задней поверхности камеры сгорания; этот воздух

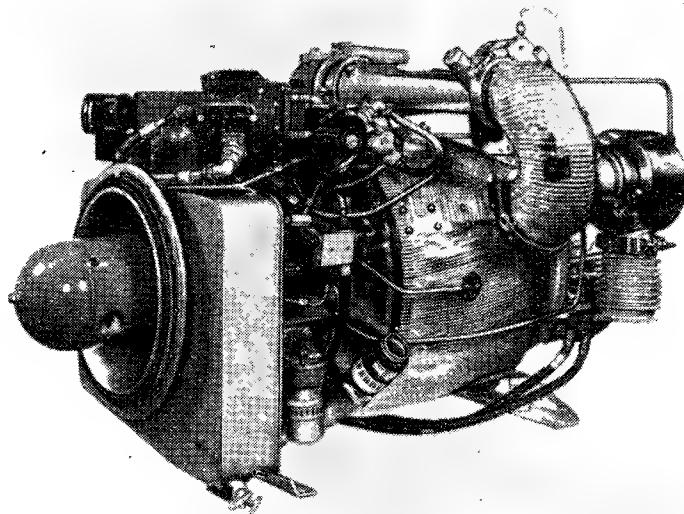


Фиг. 146. Разрез двигателя «Континентал», модель 141, имеющего отбор воздуха от компрессора. Здесь показана также камера сгорания.

1 — тахометр-генератор; 2 — электрический стартер; 3 — отбор воздуха; 4 — ребра; 5 — первичный воздух; 6 — вторичный воздух; 7 — первичный воздух; 8 — топливо; 9 — ребра; 10 — передняя подвеска (2); 11 — диск, подающий топливо; 12 — камера сгорания; 13 — задний подшипник; 14 — задняя подвеска; 15 — свеча зажигания.

следует прямо из диффузора на вход в турбину. Большая часть первичного воздуха для сгорания направляется из диффузора через полые лопатки соплового аппарата первой ступени турбины, что необходимо для целей охлаждения. Затем часть воздуха, пройдя между камерой сгорания и валом турбины, попадает в камеру сгорания. Из камеры сгорания разбавленные воздухом газы проходят через сопловой аппарат турбины и затем через двухступенчатую турбину, которая отбирает от газов большую часть их энергии. Воздух для охлаждения заднего подшипника подводится через два полых ребра диффузора турбины. Этот поток воздуха обеспечивается лопатками, установленными у основания задней

поверхности диска ротора второй ступени турбины. Воздух, отбираемый от компрессора для потребления, выходит из диффузора назад и затем в радиальном направлении движется наружу через перфорированный цилиндрический кожух, окружающий камеру сгорания



Фиг. 147. Общий вид двигателя «Континентал», модель 141.

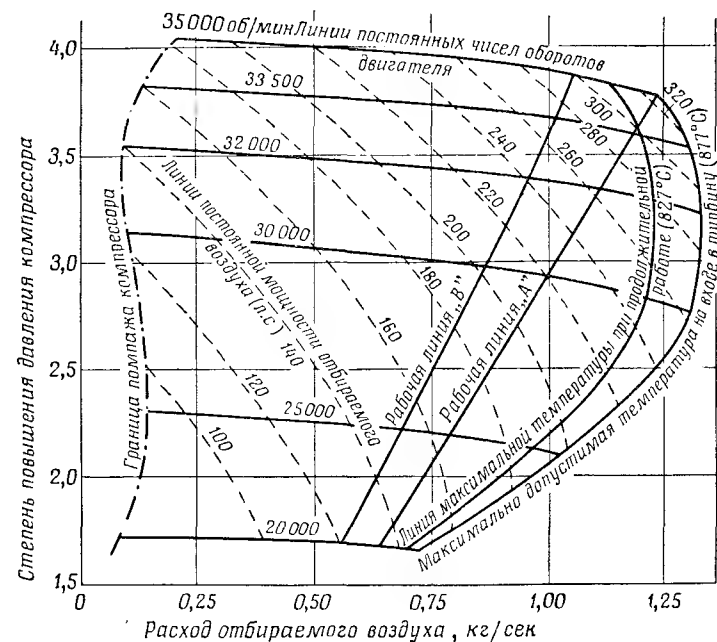
и турбину. Вокруг этого кожуха располагается сферический кожух с отверстиями по всей верхней стороне для отбора сжатого воздуха.

Двигатель «Континентал» модель 141 (фиг. 147), существующий в виде бортовой, стационарной или передвижной установки, имеет расчетную мощность 191 л.с. Расход отбираемого воздуха составляет 1 кг/сек при давлении 3,7 кг/см² и числе оборотов 35 000 об/мин. Расход воздуха через компрессор составляет 3,4 кг/сек; расход топлива — 130 кг/час. Несколько более мощным двигателем с отбором воздуха от компрессора является двигатель «Палуст» фирмы «Блекборн», который обеспе-

чивает расход отбираемого воздуха 1,18 кг/сек при давлении 3,7 кг/см² и скорости 35 000 об/мин. Степень повышения давления равна 3,6; максимальная температура на входе в двигатель — 875°С. Расход топлива составляет 136 кг/час; сухой вес двигателя — 96 кг.

Ограничения двигателей с отбором воздуха

Этот тип двигателей имеет два ограничения: 1) ограничение в связи с помпажем компрессора, возникающем



Фиг. 148. Характеристики отбора воздуха от компрессора двигателя «Палуст 500».

вследствие увеличения давления на выходе из компрессора, вызываемого чрезмерным сужением канала, через который отбирается воздух; 2) ограничение вследствие повышения температуры сгорания и, следовательно,

температуры на входе в турбину. Это увеличение температуры происходит из-за чрезмерно большого отбора воздуха от компрессора и уменьшения поэтому количества воздуха, идущего на сгорание, что приводит к обогащению топливной смеси. На практике применяется система автоматического регулирования, обеспечивающая контроль количества отбираемого воздуха.

Воздух в системе отбора должен находиться под максимальным рабочим давлением. Для отбора максимального количества воздуха давление и температура на входе в турбину должны быть максимально допустимыми. Зависимость расхода отбираемого воздуха от степени повышения давления в компрессоре при различной температуре на входе в турбину показана на фиг. 148. На основании приведенных здесь характеристик можно сделать вывод: расходы отбираемого воздуха при низких степенях повышения давления относительно очень малы по сравнению с расходами при высоких степенях повышения давления. Это объясняется главным образом низкими значениями температуры на входе в турбину и поэтому низкими значениями к. п. д. Более полное рассмотрение этого вопроса можно найти в работе [102].

Двигатели с отбором воздуха и полезной мощностью на валу

В настоящее время малые газотурбинные двигатели можно использовать либо для отбора воздуха от компрессора, либо для получения полезной мощности на валу. С этой целью вал турбины или компрессора удлиняется и на нем устанавливается муфта отбора мощности. На определенных двигателях можно применить такую систему управления, при которой с учетом описанных ранее ограничений возможно будет получать как сжатый воздух, так и мощность на валу. При этом полезный эффект двигателя будет соответствовать диапазону от максимального расхода отбираемого воздуха и нулевой мощности на валу до максимальной мощности на валу и нулевого расхода отбираемого воздуха.

Двигатели со свободной турбиной

Малые двигатели со свободной турбиной получили довольно широкое распространение. Это связано с тем, что они позволяют иметь широкий рабочий диапазон крутящего момента на валу свободной турбины и ее чисел оборотов и при этом поддерживать высокое число оборотов турбокомпрессора. По этой причине этот тип газовой турбины, как упоминалось ранее, в настоящее время применяется в качестве двигателя для легковых и грузовых автомобилей; стационарного двигателя, работающего при переменной нагрузке; турбовинтовых двигателей для легких самолетов и двигателей для вертолетов; двигателей для морских судов и т. д. Примеры применения таких двигателей для автомобилей приведены в гл. 6; типичные двигатели для вертолетов рассматриваются ниже.

Что касается малых газотурбинных двигателей для авиации, то за последнее время особенно много внимания уделялось двигателям, устанавливаемым на вертолетах. Такие двигатели хорошо удовлетворяют требованиям, предъявляемым к двигателям для легких самолетов.

В Англии к таким двигателям относятся двигатели серии «Турмо» и А.129 фирмы «Блекборн», двигатели Р.181 и Р.182 фирмы «Армстронг — Сиддли», двигатели серии «Газелла» фирмы «Нэпир» и двигатели «Гном» фирмы «Де Хэвилленд». В США, кроме двигателей «Турбомека», выпускаемых по лицензии корпорацией «Континентал», типичными примерами малых авиационных газотурбинных двигателей являются двигатели Т-58 «Дженерал электрик», серии LTC «Лайкоминг», двигатели серии РТ-2G «Пратт — Уитни» и турбовинтовые двигатели серии 500 фирмы «Боинг», которые входят в эту же мощностную категорию.

Современный двигатель «Гном» фирмы «Де Хэвилленд» мощностью 1000 л. с., упоминавшийся ранее, представляет собой вариант двигателя со свободной турбиной Т-58 фирмы «Дженерал Электрик», который изготавливается в Англии как турбовинтовой двигатель и двигатель для вертолетов.

Малые газотурбинные двигатели для морских целей

Малые газотурбинные двигатели были специально спроектированы или приспособлены для морских целей — либо для привода вспомогательных установок, например электрогенераторов, либо для создания тяги. Мощность двигателей первого из двух упомянутых типов составляет 150—1000 кВт. К ним относится газотурбинный двигатель «Ровер», силовые установки «Аллен» мощностью 350 кВт, смонтированные на моторных судах, и газотурбинные двигатели «Растон» мощностью 900 кВт, эксплуатируемые на режиме мощности 750 кВт.

Опыт, полученный при эксплуатации этих двигателей, показывает, что они имеют большой срок службы, низкий вес, приходящийся на 1 л.с., и могут работать на дешевых топливах.

Первым морским судном, на котором был установлен газотурбинный двигатель, явилась канонерская лодка МТВ 2009. На ней был установлен переделанный авиационный газотурбинный двигатель «Метро—Вик» с мощностью на валу 2500 л.с., который заменил один из трех бензиновых двигателей «Паккард» (каждый мощностью 1250 л.с.). Мощность снималась с вала свободной турбины, которой был оборудован газотурбинный двигатель «Метро—Вик». Двигатель с редуктором и упорной подушкой весил всего 1,27 кг/л.с.

В 1951 г. газотурбинный двигатель «Ровер» мощностью 100 л.с. был установлен на военно-морском портовом баркасе, имеющем длину 15,6 м. Этот двигатель, весящий 272 кг, заменил дизель весом в 2500 кг. Другим примером приспособления малого газотурбинного двигателя для морских целей является установка двух двигателей фирмы «Ровер» на корабле «Торквил», принадлежащем этой же компании.

В 1951 г. была проведена серия интересных испытаний тяжелого газотурбинного двигателя В.Т.Н. мощностью 860 кВт, который был установлен вместо одного из четырех дизелей на танкере «Аурис» фирмы «Шелл» водоизмещением 12 250 т. Двигатель успешно работал в течение всего периода испытаний, продолжавшихся около четырех лет. За это время он работал в море на

неочищенном нефтяном топливе 16 000 час. Результаты оказались столь многообещающими, что в 1956 г. было решено заменить все двигатели одним морским газотурбинным двигателем мощностью 5500 л.с.

В настоящее время на судах используются значительно большие газотурбинные двигатели. Они применяются на танкерах, грузовых судах, быстроходных военных судах и т. д. Следует также упомянуть об использовании трех морских газотурбинных двигателей «Протей» фирмы «Бристоль» на быстроходном патрульном катере «Брэйв Бордерер». Каждый двигатель имеет максимальную мощность, равную 3500 л.с., и мощность на длительном режиме 2800 л.с. Так как эти двигатели не входят в число тех, которым посвящена настоящая книга, то более полные данные по ним не приводятся.

Газотурбинные двигатели для малых вертолетов

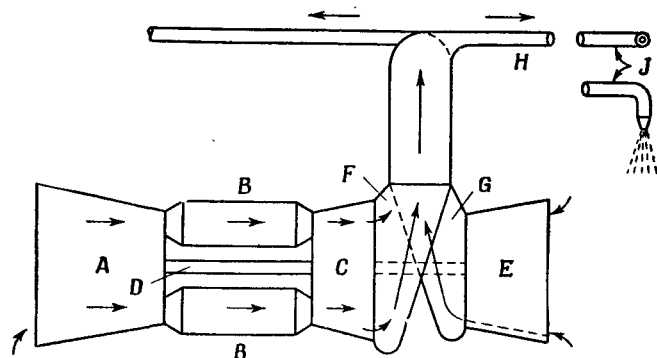
Малый газотурбинный двигатель мощностью порядка 500—1000 л.с. особенно удобен для небольших вертолетов. Сейчас он все чаще заменяет поршневые двигатели равной мощности.

Для современных вертолетов используются два разных типа двигателей, а именно: 1) газогенератор, 2) двигатель с приводом от свободной турбины. Каждый из них имеет свои преимущества и применяется для определенных целей.

Двигатель-газогенератор

Газотурбинный двигатель, известный как газогенератор, используется для получения по возможности наибольшего количества газа. В нем происходит смешение газа с воздухом, который подается дополнительным компрессором, приводимым турбиной. После этого смесь газа и воздуха проходит по каналам и трубам к реактивному соплам, установленным на концах лопастей ротора вертолета. Схема работы такого двигателя показана на фиг. 149. Здесь показан основной компрессор А и турбина С. Компрессор подает воздух в камеру сгорания В. Избыточная энергия, вырабатываемая турбиной,

идет на привод вспомогательного воздушного компрессора *E*, который приводится от удлиненного вала *D* турбины. Выхлопные газы из турбины направляются вверх через канал *F* и смешиваются со сжатым воздухом, подаваемым дополнительным компрессором через отдельный канал *G*. Эта смесь воздуха и выхлопного газа затем проходит через полые лопасти *H* ротора и вытекает через сопла *J*, расположенные на концах лопастей.



Фиг. 149. Схема двигателя-газогенератора для привода лопастей вертолета

Эта силовая установка имеет следующие важные преимущества:

1. Она является самой легкой силовой установкой для вертолетов.
2. Она гораздо менее сложна, чем двигатель, приводящий лопасти вертолета посредством вала, так как в ней отсутствуют вал привода с муфтой, редуктор, подшипники и т. д. (По этой причине такая силовая установка гораздо легче, чем двигатель с валом.)
3. При работе она производит значительно меньше шума, чем поршневой двигатель; в ней отсутствуют вибрации.
4. Нет необходимости применять антиобледенительное оборудование.

Следует отметить, что вместо смеси воздуха и выхлопных газов может быть использован чистый воздух,

выходящий из компрессора. Топливо подается к форсункам, расположенным по концам лопастей; поэтому мощность, затрачиваемая на привод ротора, возрастает по сравнению с мощностью в случае применения системы с газовой смесью. Силовая установка с подачей чистого воздуха более тяжелая, чем в случае подачи газа. Более того, так как смесь воздуха и выхлопных газов в последнем случае содержит значительный процент кислорода, возможно сжигать топливо на концах лопастей вертолета. Так, на ультралегком вертолете «Ферри» для подачи сжатого воздуха используется газотурбинный двигатель «Турбомека Палуст». Силовые установки на концах ротора могут быть сразу же запущены без какого-либо вспомогательного пускового устройства. В качестве топлива может быть использован любой сорт керосина или бензина. Далее, при таком типе реактивного привода можно обойтись без обычного хвостового ротора, так как на кронштейне основного ротора не имеется неуравновешенного крутящего момента. Эти силовые установки имеют прямой привод ротора без обычных валов и редукторов.

Фирмой «Нэпир» была создана серия газогенераторных двигателей, известных под названием «Орикс NOг». В эту серию входят двигатели, начиная с NOг. I, имеющего взлетную мощность 750 газовых л. с., сухой вес 225 кг и удельный расход топлива 0,282 кг/газовых л. с. час, и кончая двигателем NOг.10, который развивает мощность в 1250 газовых л. с. и имеет вес 250 кг.

В газогенераторе «Орикс» применяется двенадцатиступенчатый осевой компрессор, приводимый от двухступенчатой турбины. В компрессоре установлены регулируемые входные направляющие лопатки. Воздух из компрессора подается к пяти камерам сгорания, снабженным форсунками, из которых топливо впрыскивается вверх по потоку. От вала турбины приводится также четырехступенчатый вспомогательный компрессор, воздух из которого направляется вокруг газопровода для выхлопных газов с целью его охлаждения. Затем он смешивается с выхлопными газами, и эта смесь направляется регулятором к лопастям вертолета.

Такой тип газогенератора был установлен на нескольких вертолетах, но затем он был заменен двигателем со свободной турбиной «Газелла».

2. Двигатель со свободной турбиной для привода лопастей вертолета

Использование двигателя со свободной турбиной для привода лопастей вертолета вместо одновального газотурбинного двигателя дает заметное преимущество, так как это позволяет обойтись без муфты; отсутствие механической связи между турбокомпрессором и ротором вертолета уменьшает число регулирующих устройств и их сложность. При низких мощностях можно выбрать оптимальные числа оборотов ротора; при этом сохраняется максимальный к. п. д. компрессора и получается экономия топлива. При максимальной мощности допустимое уменьшение числа оборотов ротора составляет примерно 15%.

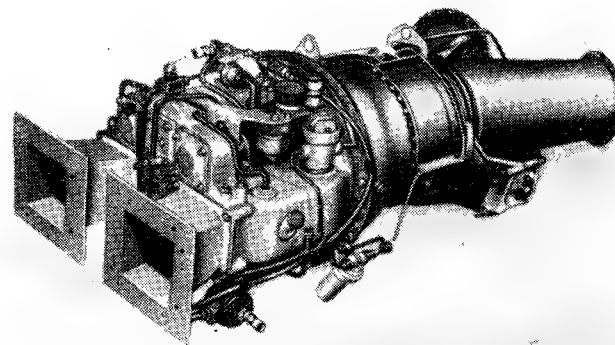
Схема двигателя со свободной турбиной особенно подходит для двухмоторного вертолета. В случае выхода из строя одного из двигателей переход на режим работы с одним двигателем произойдет автоматически и быстро, при этом работающий двигатель не будет вращать вышедший из строя.

Двигатели фирмы «Блекборн»

Двигатели «Турмо» фирмы «Блекборн» со свободной турбиной были установлены на небольших вертолетах, например, на К-17 фирмы «Сандерс Ро энд Каман». Их также можно применять в спаренной двигательной установке. В эту серию входят двигатели «Турмо» 601, 602, 603 и А. 129; их основные данные приведены в табл. 11.

Двигатель «Турмо» (фиг. 150 и 151) состоит из одноступенчатого одностороннего центробежного компрессора, кольцевой камеры сгорания (почти такой же, как камера, изображенная на фиг. 146) и одноступенчатой осевой турбины. Силовая часть двигателя состоит из второй или свободной турбины, которая легко подстраивается и имеет высокий крутящий момент при малой

скорости. В своем стандартном виде силовая турбина приводит в действие вал ротора вертолета через двухступенчатый редуктор, расположенный в задней части двигателя.

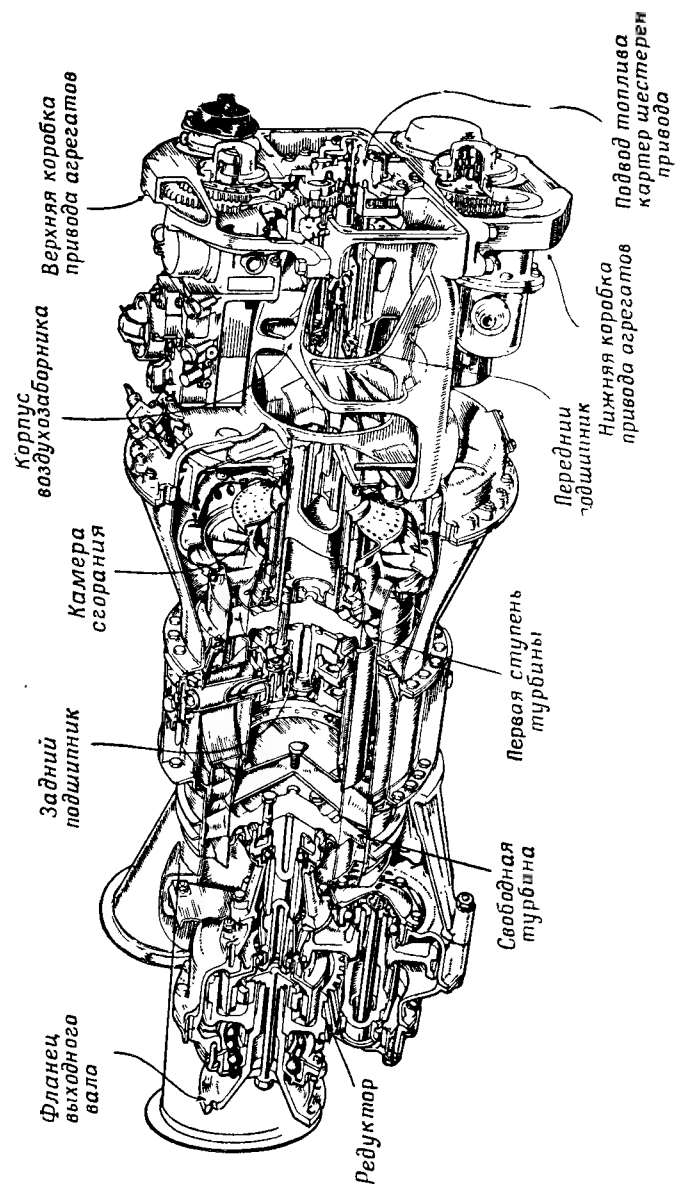


Фиг. 150. Двигатель со свободной турбиной «Турмо 601» фирмы «Блекборн».

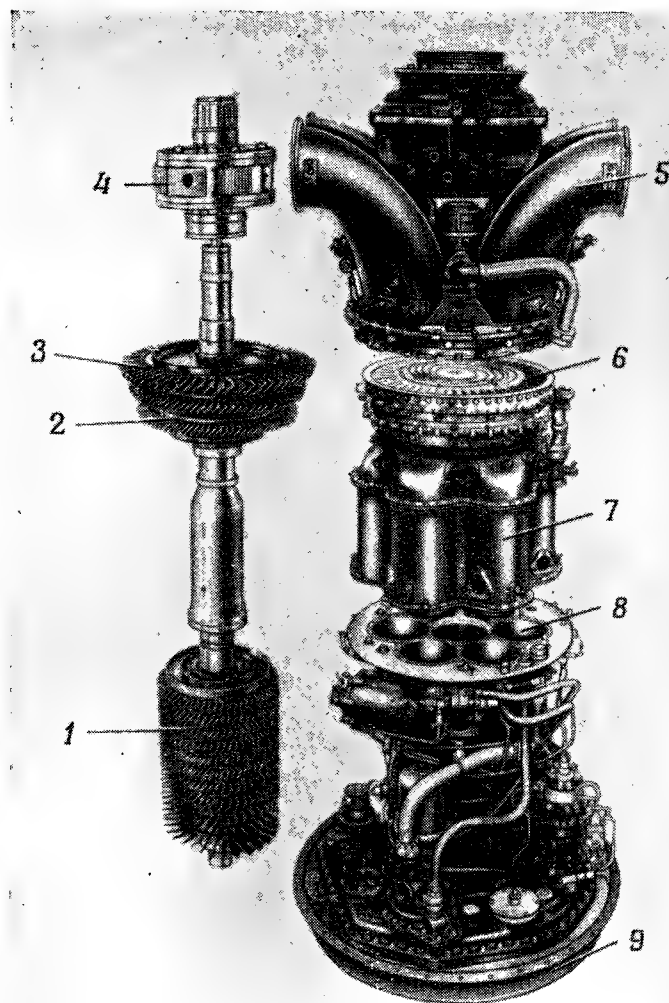
Помимо вертолетов, этот двигатель удобен для ряда других целей, например для применения на легкой электростанции.

Двигатели со свободной турбиной фирмы «Нэпир»

Двигатели со свободной турбиной фирмы «Нэпир» серии «Газелла» для одно- и двухроторных вертолетов представляют собой модернизированный вариант первоначальной модели N.Ga.1, имевшей мощность на валу 900 л. с. и удельный расход топлива 0,281 кг/л. с. час. Более поздние двигатели, например «Газелла Юниор» (мощность на валу 900—1000 л. с.) и N.Ga. 13 (1800 л. с.), имеют одиннадцатиступенчатый осевой компрессор (фиг. 152), двухступенчатую турбину, приводящую компрессор, и одноступенчатую силовую турбину. Удельных расход топлива второго из этих двигателей



Фиг. 151. Вид двигателя „Турмо 601“ в разрезе.



Фиг. 152. Основные элементы двигателя со свободной турбиной „Газелла“ фирма „Нэпир“.

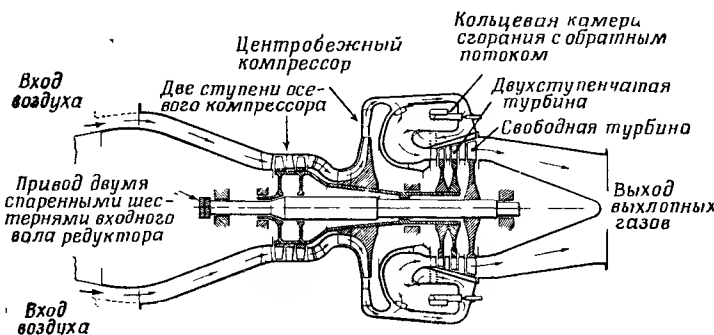
1 — одиннадцатиступенчатый осевой компрессор; 2 — двухступенчатая турбина привода компрессора; 3 — свободная турбина; 4 — редуктор и измеритель крутящего момента; 5 — четыре выхлопные трубы; 6 — сопловые лопатки; 7 — камера сгорания; 8 — выходы из компрессора в камеру сгорания; 9 — вход воздуха.

составляет 0,302 кг/л.с. час на режиме мощности 1800 л.с. при скорости вращения компрессора 20 400 об/мин. Эти двигатели спроектированы для установки с вертикальным расположением их оси, либо под любым желаемым углом по отношению к вертикали. Так, на вертолете «Бристоль 192» двигатель установлен вертикально, а на вертолете «Вестланд Вессекс» — под углом 55° к вертикали.

Более полные сведения о двигателях серии «Газелла» имеются в работе [10].

Двигатели со свободной турбиной фирмы «Армстронг—Сиддли»

Более современные двигатели фирмы «Армстронг—Сиддли» Р.181 и Р.182 мощностью 1000 л.с., соответственно вертолетный и турбовинтовой двигатели, имеют компактную и прочную конструкцию, легко устанавли-



Фиг. 153. Вид в разрезе двигателей со свободной турбиной Р. 181 и Р. 182 фирмы «Армстронг—Сиддли».

ваются на вертолет или самолет и отличаются большим сроком службы до капитального ремонта.

Специфической особенностью этих двигателей (фиг. 153) является комбинированный осецентрибежный компрессор, состоящий из двух осевых дозвуковых ступеней и центробежного компрессора. Лопатки осевых ступеней не имеют бандажей; они установлены в дисках, имеющих фланцы. Спрямяющие лопатки укреплены в

верхней и нижней половинах разъемного корпуса. Сразу же на выходе из центробежной крыльчатки в диффузоре установлена решетка стальных перекрывающих друг друга лопаток.

После прохождения через компрессор и диффузор воздух попадает в кольцевую камеру сгорания. Эта камера, будучи действительно кольцевой, сконструирована, исходя из принципов, характерных для фирмы «Армстронг—Сиддли». Однако она отличается от камер первых двигателей тем, что здесь в значительной степени имеет место обратное направление потока, что позволяет резко сократить ее длину. Первичный воздух проходит в зону горения через испарительные трубки типа «Армстронг—Сиддли»; вторичный воздух поступает в жаровую трубу через ряд отверстий с закругленными краями. Конечное разбавление и охлаждение газов достигается при помощи третичного воздуха, поступающего в жаровую трубу через отверстия в ее стенке. Основные топливные форсунки вместе с испарителями и воспламенителями, необходимыми для запуска двигателя, установлены вокруг задней поверхности камеры сгорания.

Камера устроена таким образом, что продукты сгорания в ней поворачиваются на 180° и направляются к двухступенчатой осевой турбине, приводящей компрессор. Поэтому окружная скорость компрессора зависит от энергии, отбираемой турбиной от газового потока, а также от энергии, определяемой количеством топлива, сжигаемого в камере сгорания.

Сразу же за двухступенчатой турбиной установлена одноступенчатая свободная турбина, которая через редуктор приводит вал отбора мощности. В варианте двигателя Р.181 с передним расположением вала отбора мощности, а также в двигателе Р.182 редуктор устанавливается в центральной части воздухозаборника. В варианте двигателя Р.181 с задним расположением вала отбора мощности редуктор подвешивается в центре выхлопной трубы при помощи легкой конструкции.

В зависимости от характера установки двигателя выхлопные газы выходят в атмосферу через выхлопную трубу, имеющую один, два или несколько рукавов.

Новой особенностью двигателя с отбором мощности Р.181 является включение *регулятора со свободным колесом*, который устанавливается между двумя турбинами с целью ограничения числа оборотов силовой турбины числом оборотов турбины компрессора.

Турбовинтовой двигатель Р.182 оборудован аварийным центробежным регулятором, приводимым от силовой турбины, для предотвращения ее раскрутки выше допустимого предела. Далее, так как корпус соплового аппарата турбины выполнен из двухслойного стального материала, а также вследствие того что камера сгорания полностью окружает диски турбины, возможность аварии из-за поломки лопаток турбины сведена к минимуму. В корпусе компрессора также имеются стальные кольца, которые гарантируют в случае поломки лопаток от пробивания стенки двигателя и вылета лопатки за его пределы.

В случае установки двигателя Р.181 постоянное число оборотов ротора вертолета автоматически поддерживается при помощи регулятора числа оборотов ротора. Ограничитель крутящего момента, установленный в системе трансмиссии — ротор, устраняет возможность передачи на ротор чрезмерного крутящего момента. При аварийной ситуации может быть использовано ручное управление.

Двигатель с отбором мощности Р.181 имеет максимальную мощность на валу 1020 л. с. и тягу 91 кг; удельный расход топлива составляет 0,322 кг/л. с. час. Скорость вращения вала отбора мощности равняется 2950 об/мин. Вес установленного двигателя составляет 250 кг, что соответствует удельному весу 0,245 кг/л. с. Максимальный диаметр двигателя 697 мм, полная длина 1545 мм.

Турбовинтовой двигатель Р.182 развивает максимальную эффективную мощность 1175 э. л. с. при удельном расходе топлива 0,295 кг/л. с. час. Вес двигателя, установленного на самолете, равен 272 кг, скорость вращения вала, передающего мощность на винт, 1448 об/мин. Двигатель Р.182 имеет примерно те же габаритные размеры, что и двигатель Р.181. Расходы воздуха у двигателей Р.181 и Р.182 равны соответственно 5,56 и

5,68 кг/сек. Степень повышения давления компрессора 5,9, его максимальное число оборотов в минуту 20 000.

В связи с применением этих двигателей в авиации в их конструкции предусмотрены меры по борьбе с обледенением, для чего через полые входные ребра и входные направляющие лопатки компрессора пропускается горячий воздух.

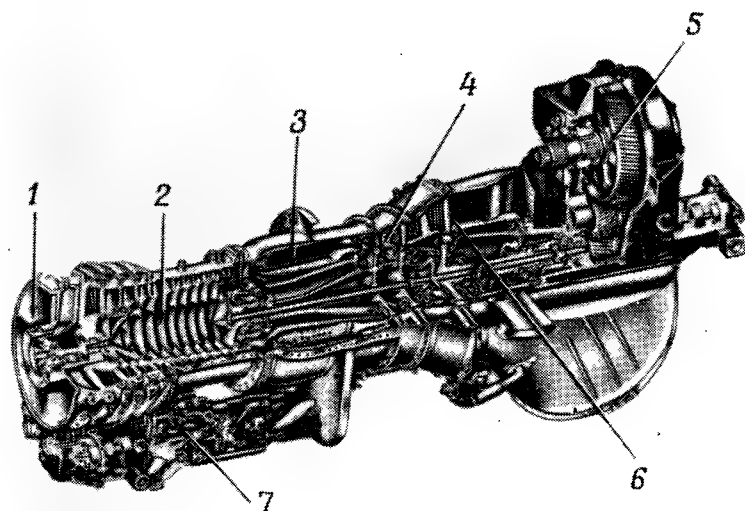
Двигатель Т-58 фирмы «Дженерал Электрик»

Этот легкий двигатель со свободной турбиной спроектирован главным образом для вертолетов. У двигателя модели GE-2 максимальная мощность на валу составляет 1024 л. с., мощность на режиме продолжительной работы 875 л. с., максимальный удельный расход топлива равен 0,3 кг/л. с. час. Более поздний двигатель GE-6 развивает максимальную мощность и мощность на режиме продолжительной работы соответственно 1050 и 900 л. с.; максимальный удельный расход топлива 0,291 кг/л. с. час. Сухой вес двигателя равен 148 кг, включая вес редуктора (34 кг), что соответствует удельному весу 0,141 кг/л. с., а полная длина составляет 1400 мм. При наличии редуктора длина двигателя составляет 1500 мм, а его диаметр — 406 мм. Степень повышения давления компрессора 8,3. Расход воздуха равен 5,62 кг/сек. Номинальные значения чисел оборотов силовой турбины и ее выходного вала, приводимого через редуктор, равны соответственно 19 500 и 6000 об/мин. Расчетная величина температуры на входе в турбину составляет 875°С.

Двигатель¹⁾, показанный в разрезе на фиг. 154, выполнен по прямоточной схеме, которая способствует получению высоких значений полного к. п. д. В двигателе имеется десятиступенчатый осевой компрессор; лопатки первой ступени, а также входные направляющие лопатки бандажированы. Направляющие и спрямляющие лопатки трех первых ступеней компрессора могут быть установлены при различных углах атаки, что увеличивает

¹⁾ Полное описание с конструктивными деталями см. [101].

запас по помпажу. На запуске они прикрываются на 30° по отношению к положению полного открытия. Затем, по мере увеличения числа оборотов, они начинают открываться (линейно по оборотам) и при числе



Фиг. 154. Вид двигателя Т-58 фирмы „Дженерал Электрик“ в разрезе.

1—входные ребра с антиобледенительным устройством; 2—десятиступенчатый осевой компрессор; 3—кольцевая камера сгорания; 4—турбина компрессора; 5—главный редуктор; 6—свободная силовая турбина; 7—гидромеханический регулятор.

оборотов, соответствующем 85% от полного, открываются целиком. К.п.д. компрессора равен 0,84. Лопатки компрессора и направляющие лопатки изготавливаются сравнительно дешевым способом при помощи фрикционных валков.

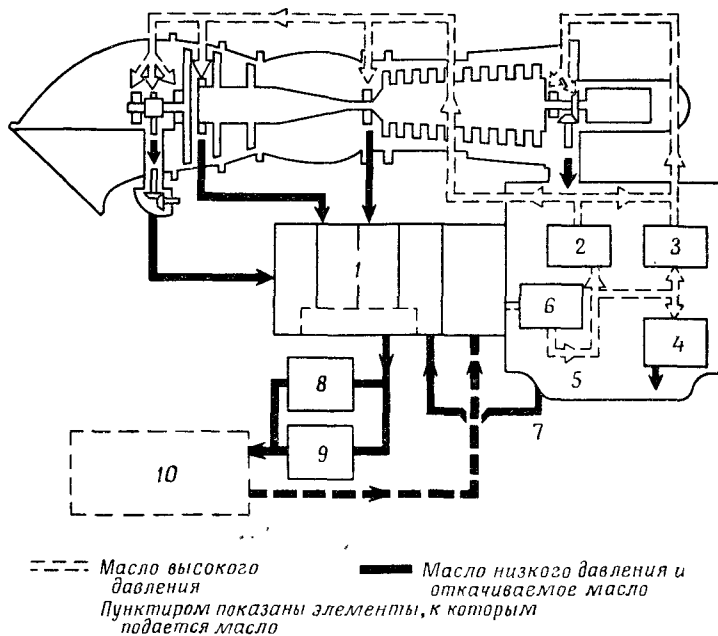
Из компрессора воздух поступает прямо в кольцевую камеру сгорания (фиг. 154), которая выполнена заодно

целое с разделителем потока, необходимым для равномерного распределения воздуха между внутренним и внешним кожухами. Топливная система, описанная в гл. 8, состоит из 16 однодырчатых форсунок «Симплекс», установленных на двух коллекторах, каждый из которых имеет по 8 форсунок. Те или другие форсунки попеременно снабжаются топливом от одного из двух коллекторов. На режимах малых расходов и при запуске двигателя топливо к половине форсунок подается из обоих коллекторов. Когда расход топлива возрастает сверх заданной величины, начинает открываться разделитель топлива и оно подается в другие восемь форсунок.

Турбина компрессора имеет две ступени. В диске ротора каждой ступени при помощи замков типа «ласточкин хвост» установлены лопатки с малой хордой. Сопловые аппараты изготовлены высокотемпературной пайкой; внутренние стенки всех трех ступеней получены отливкой из сплава виталлиум. Свободная или силовая турбина имеет одну ступень. Диск и вал ее ротора изготовляются из целой кованой заготовки сплава лапеллой с последующей механической обработкой. После ряда испытаний, проведенных на роторе свободной турбины для исследования оборотных вибраций с целью выяснения резонансных частот, оказалось необходимым установить специальные демпферы, чтобы устранить явление резонанса в диапазоне рабочих скоростей турбины, который проявлялся двумя всплесками на каждый оборот. После установки демпферов действующие на них центробежные силы оказывали эффективное воздействие на резонансные вибрации и снимали их. Выхлопная труба силовой турбины может быть смонтирована в любом из трех положений, в зависимости от установки двигателя. Редуктор, установка которого необязательна, имеет шевронные шестерни, необходимые для снятия осевых сил; передаточное отношение редуктора 3,25, его полный вес 34 кг.

Система смазки, схематически показанная на фиг. 155, состоит из масляного агрегата, включающего один нагнетающий и четыре откачивающих насоса. Масло из нагнетающего насоса по каналу в корпусе привода

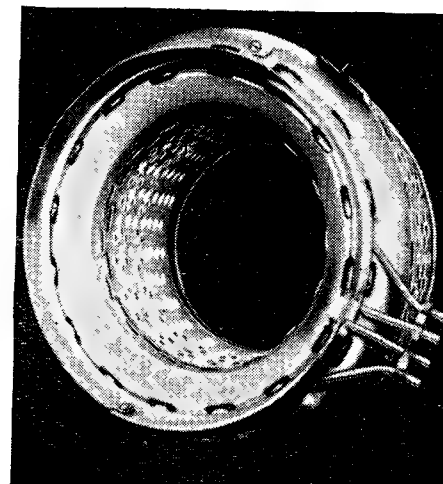
агрегатов направляется к масляному фильтру. Отфильтрованное масло разделяется на два потока, один из которых направляется к переднему корпусу компрессора и коробке привода агрегатов, а второй — к заднему подшипнику компрессора, подшипнику турбины компрессора и подшипникам силовой турбины. В нагнетающей



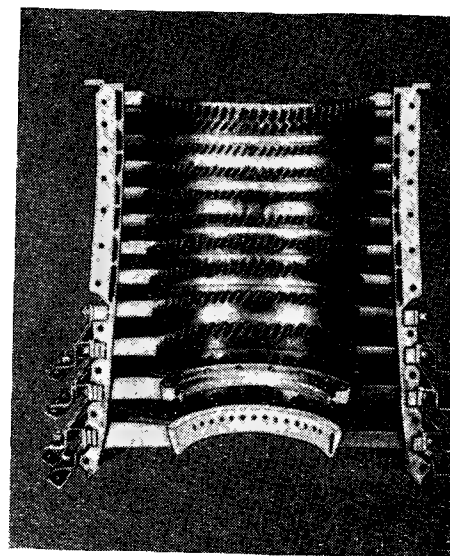
Фиг. 155. Система смазки двигателя Т-58.

1 — откачивающий насос; 2 — масляный фильтр; 3 — ускорительный клапан; 4 — редукционный клапан; 5 — поддон картера; 6 — контрольный клапан; 7 — внутреннее отверстие; 8 — ускорительный клапан; 9 — масляный радиатор; 10 — масляный резервуар.

магистрали установлены редукционный клапан и ускорительный клапан масляного фильтра. Контрольный клапан, установленный на выходе из нагнетающего насоса, предотвращает утечку масла в системе. Четыре откачивающих насоса используются для откачки масла из переднего подшипника компрессора, коробки привода агрегатов, заднего подшипника компрессора, подшипника



Фиг. 156. Камера сгорания двигателя Т-58 с разделяющим кольцом и топливными коллекторами.



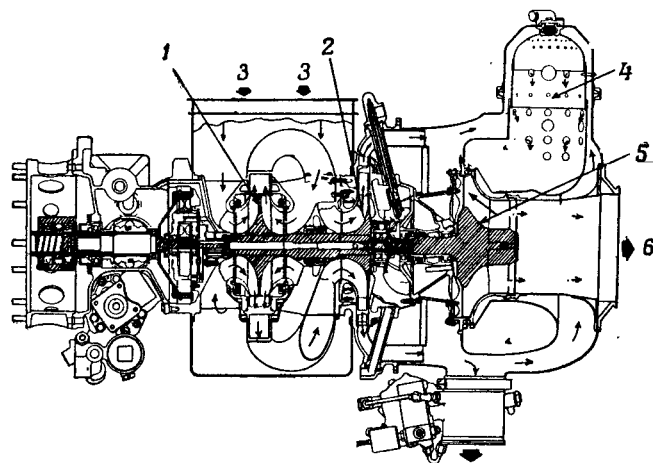
Фиг. 157. Разрез корпуса осевого компрессора двигателя Т-58. Внизу видны решетки спрямляющих лопаток, устанавливаемых с переменным углом атаки.

турбины компрессора и подшипников силовой турбины. Откачанное масло проходит на своем пути через масляно-топливный радиатор и поступает в масляный бак. Максимальная прокачка масла составляет 15,9 л/мин.

Газотурбинный двигатель Т-58 был спроектирован так, чтобы обеспечить простоту эксплуатации и легкий доступ ко всем тем частям, которые могут потребовать обслуживания. К началу 1958 г. этот двигатель закончил наработку 7000 час, включая свыше 1000 час эксплуатации на вертолете.

Газотурбинные двигатели фирмы «Эйрисёрч»

Газотурбинные двигатели фирмы «Эйрисёрч» класса мощности до 100 л. с. выпускаются в нескольких вариан-



Фиг. 158. Вид в разрезе комбинированного двигателя «Эйрисёрч», предназначенного для отбора воздуха от компрессора и отбора мощности.

Виды двухступенчатый центробежный компрессор, центробежная турбина и одна индивидуальная камера сгорания.
1 — первая ступень центробежного компрессора с двухсторонней крыльчаткой;
2 — вторая ступень компрессора; 3 — вход воздуха; 4 — камера сгорания; 5 — радиальная центробежная турбина; 6 — выпуск.

тах. Все они имеют один и тот же базовый турбокомпрессор, состоящий из двухступенчатого центробежного

компрессора, большой одиночной камеры сгорания и одноступенчатой радиальной центробежной турбины (фиг. 158). Варианты, полученные на основе этой базовой модели, включают: двигатель с валом отбора мощности для привода наземных и авиационных вспомогательных агрегатов; двигатель с отбором сжатого воздуха от компрессора; комбинированный двигатель с отбором воздуха и дополнительно к этому с валом отбора мощности; универсальный двигатель или с валом отбора мощности или с отбором сжатого воздуха, или с тем и другим. К последнему двигателю воздух может также подводиться от основного (авиационного) газотурбинного двигателя. Этот двигатель используется главным образом для увеличения мощности на высоте. Двигатель с отбором мощности GTP 70—10 [105] имеет максимальную мощность 100 л. с. и удельный расход топлива 0,545 кг/л. с. час. Полный к. п. д. двигателя превышает 0,11. Двигатель предназначен для работы на высотах до 9140 м; при этом мощность его, естественно, падает. Так, на высоте 9140 м мощность снижается до 50 л. с. Вес двигателя равен 80 кг.

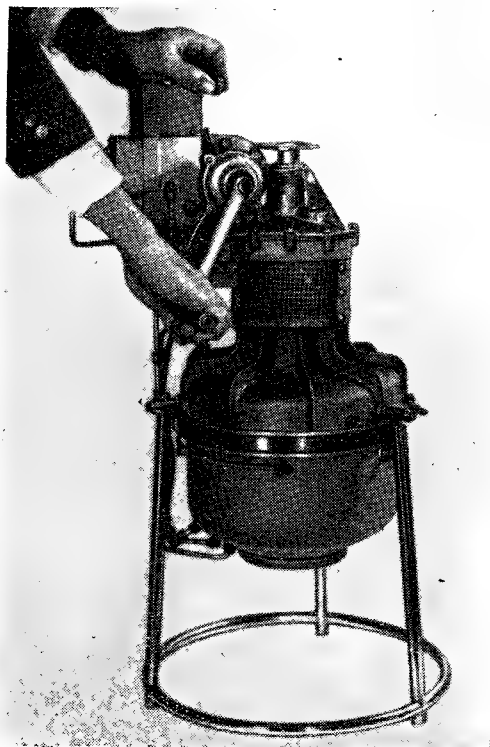
Двигатели авиационной компании «Солар»

Эта компания изготавливает четыре модели газотурбинных двигателей, а именно, «Солар Меркурий» (55 л. с.), «Марс» (45/75 л. с.), «Юпитер» (500 л. с.) и «Сатурн» (1000 л. с.)

«Солар Меркурий» (фиг. 159) является простым двигателем с центробежным компрессором и радиальной центробежной турбиной мощностью 50 л. с. и развивающий тягу 5,5 кг. Первоначально этот двигатель проектировался для одноместного вертолета. Он работает с числом оборотов, равным 57 600 об/мин и весит 22,7 кг. На двигателе установлен ручной стартер с мультипликатором. Максимальный диаметр составляет 394 мм, длина — 508 мм. Этот двигатель был усовершенствован военно-морским управлением авиации (США).

Двигатель «Солар Марс» мощностью 45 л. с. (фиг. 160) был спроектирован в 1951 г. по заказу военно-

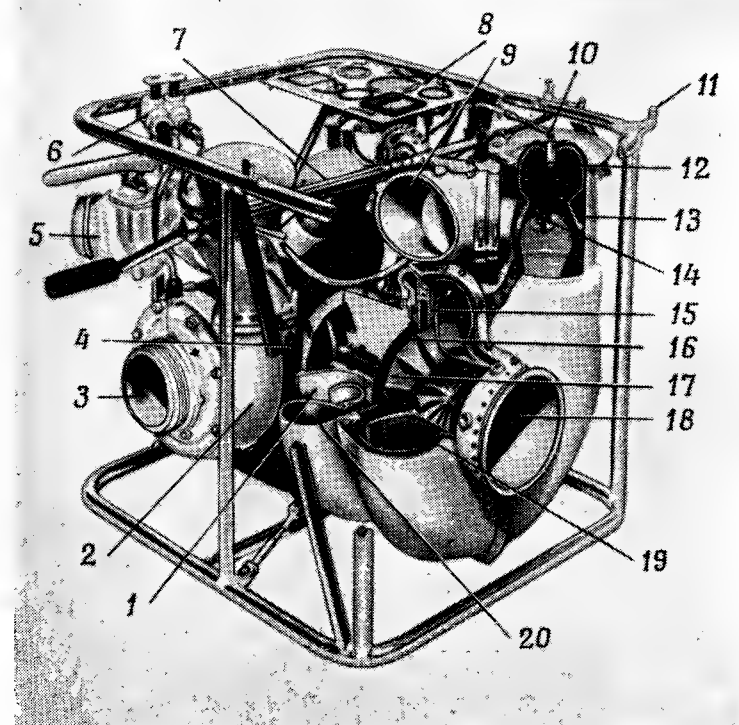
морского флота США для привода пожарных насосов. За это время мощность двигателя была доведена до 75 л. с., причем величина мощности в каждом случае



Фиг. 159. Двигатель „Меркурий“ фирмы „Солар“, мощностью 55 л. с. для одноместного вертолета.

определялась конкретными условиями применения двигателя. Этот двигатель довольно широко используется в США для привода водяных насосов, в качестве авиационной бортовой электростанции и наземной силовой установки для запуска двигателей. Этот двигатель также удобно использовать в качестве источника мощности для

электронного оборудования, для подачи сжатого воздуха, для автомобилей и небольших морских судов, для привода вентиляторов и радиаторов отопления.



Фиг. 160. Двигатель „Марс“ мощностью 45/75 л. с., предназначенный для привода портативного водяного насоса.

1—вход воздуха; 2—водяная помпа; 3—вход воды; 4—редуктор; 5—выход с Y-образным клапаном; 6—приспособление для заливки двигателя топливом; 7—вал рукоятки; 8—приборная панель; 9—сжатый воздух в камеру сгорания; 10—топливная форсунка; 11—крепление топливного бака; 12—камера сгорания; 13—стабилизатор пламени; 14—свеча зажигания; 15—вход в турбину; 16—центробежный компрессор; 17—ротор турбины; 18—выход выхлопных газов; 19—улитка турбины; 20—улитка компрессора.

Двигатель состоит из центробежного компрессора, одиночной камеры сгорания, расположенной на

радиальной центростремительной турбине. Число оборотов двигателя составляет примерно 40 000 об/мин, вес — менее 45 кг. В случае привода портативного водяного насоса он занимает пространство 0,056 м³. Минимальный расход топлива равен 0,522 кг/л. с. час, что является для простого газотурбинного двигателя такой конструкции сравнительно небольшой величиной.

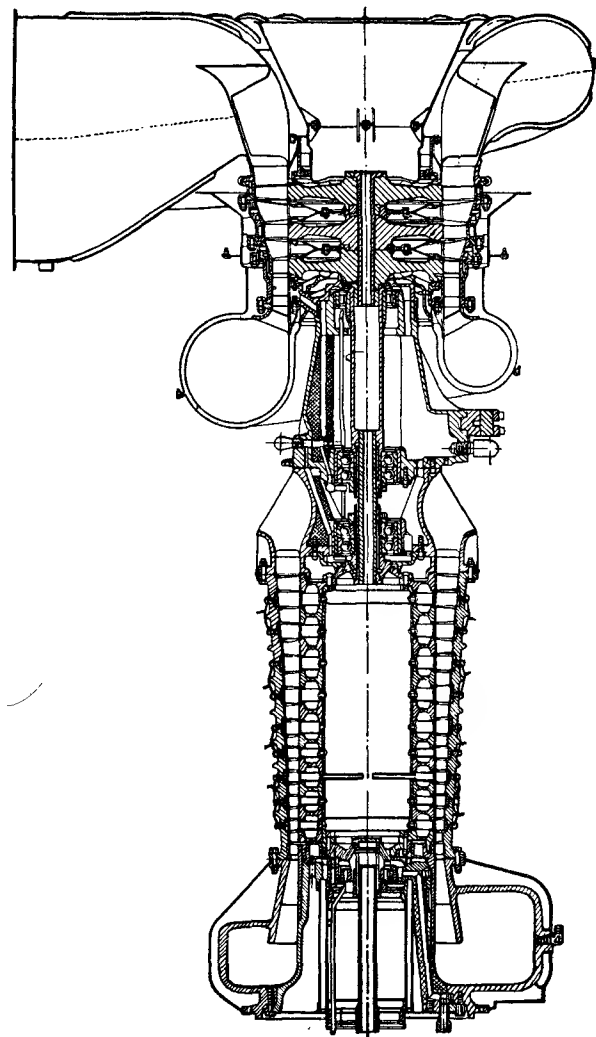
Этот двигатель может запускаться либо при помощи стартовой рукоятки, либо от электромотора. Он находится в эксплуатации в течение уже относительно долгого времени; самая последняя модель этого двигателя проста в эксплуатации. Капитальный ремонт двигателя необходим только по истечении 750 час работы. При этом обычно производится замена камеры сгорания, сделанной из листового металла, некоторых агрегатов и двух главных подшипников.

Опытный образец двигателя Т-45, имеющий степень сжатия 2,44 и расход воздуха 1,07 кг/сек, развивает мощность до 46,8 л. с. при скорости 39 800 об/мин. При этом температура на входе в турбину составляет 616°С, а температура окружающей среды 27°С. Удельный расход топлива равняется 1 кг/л. с. час. К. п. д. компрессора равен 0,745, к. п. д. турбины — 0,78, максимальный коэффициент полноты сгорания — 0,95.

Двигатель «Солар Юпитер», введенный в эксплуатацию в 1950 г. мощностью 400 л. с. и с тех пор доведенный до своих нынешних параметров, был первым двигателем, установленным на судах ВМФ США. В январе 1951 г. он был установлен на эсминце «Тиммерман».

Этот двигатель, спроектированный либо как одновальный, либо как двигатель со свободной турбиной, имеет десятиступенчатый осевой компрессор с выходом воздуха в сторону, противоположную выходу газа из турбины. Поэтому оказалось необходимым организовать в камере сгорания поворот потока газа на 180° для входа в трехступенчатую турбину (фиг. 161).

Мощность одновального двигателя «Юпитер» Т-520 J на максимальном режиме и режиме продолжительной работы равна соответственно 590 и 500 л. с. при температуре на входе в турбину 815°С и температуре окружающей среды 27°С. Удельный расход топлива у дви-



Фиг. 161. Двигатель «Юпитер» мощностью 500 л. с.

гателя со свободной турбиной изменяется от 1,135 кг/л.с.час при мощности на валу 100 л.с. до 0,408 кг/л.с.час при мощности 500 л.с., которая достигается при числе оборотов в минуту турбокомпрессора около 20 000 об/мин.

Одновальный двигатель пригоден для привода электрогенераторов; его можно использовать в качестве комбинированной установки с валом отбора мощности и отбором воздуха от компрессора, а также и для других целей. Современный двигатель, построенный в 1955 г., более полно описан в работах [109, 110].

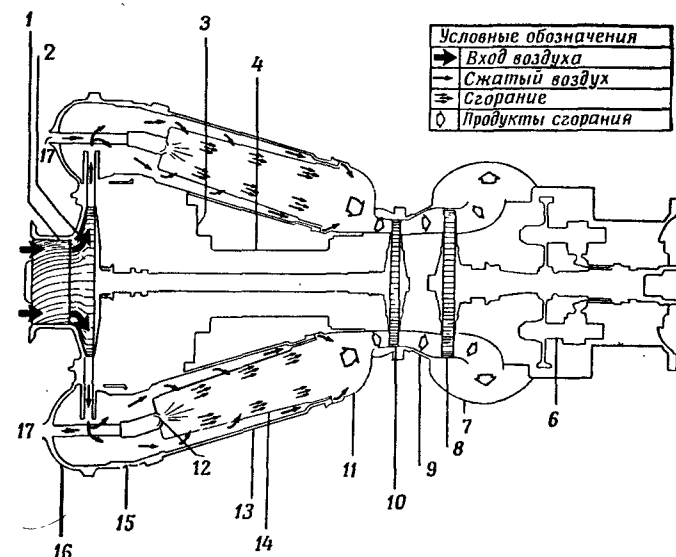
Двигатель «Боинг» со свободной турбиной

Более современный газотурбинный двигатель «Боинг» модель 502-10С был получен на базе двигателя модели 500-1 (1946 г.), за которым в 1947 г. последовала модель 502 мощностью 120 л.с. и удельным расходом топлива 0,817 кг/л.с.час, выпущенная в ограниченном количестве. В 1952 г. около 250 двигателей модели 502-6 было продано ВМФ США. Эти двигатели устанавливались попарно на минных тральщиках для привода генераторов. Каждый двигатель развивал мощность до 160 л.с. при удельном расходе топлива 0,635 кг/л.с.час и температуре на входе в турбину 858°С. Степень повышения давления компрессора составляет 2,9, к.п.д. компрессора — 0,72, к.п.д. турбины — 0,80. Вначале эти двигатели имели ресурс работы между переборками, равный 300 час, который позднее был увеличен до 500 час. На режиме продолжительной работы со скоростью порядка 35 000 об/мин и температурой на входе в турбину 802°С двигатели развивали мощность 140 л.с. и имели ресурс 1000 час.

Другим двигателем этого же класса является двигатель «Боинг» модели 502-8, известный также как ХТ-50, который в 1950 г. был установлен на грузовике «Кенворт». Грузовик использовался для перевозки груза весом до 25 т из Сиэттла через канадскую и мексиканскую границы. Этот двигатель также был приспособлен в качестве авиационного турбовинтового двигателя и для некоторых морских целей, например,

в качестве основного судового двигателя и для привода судового электрогенератора.

Более новый двигатель «Боинг» 502-10С, показанный на фиг. 162 и 163, развивает мощность до 240 л.с. и имеет минимальный удельный расход топлива



Фиг. 162. Схема двигателя «Боинг» 502-10С.

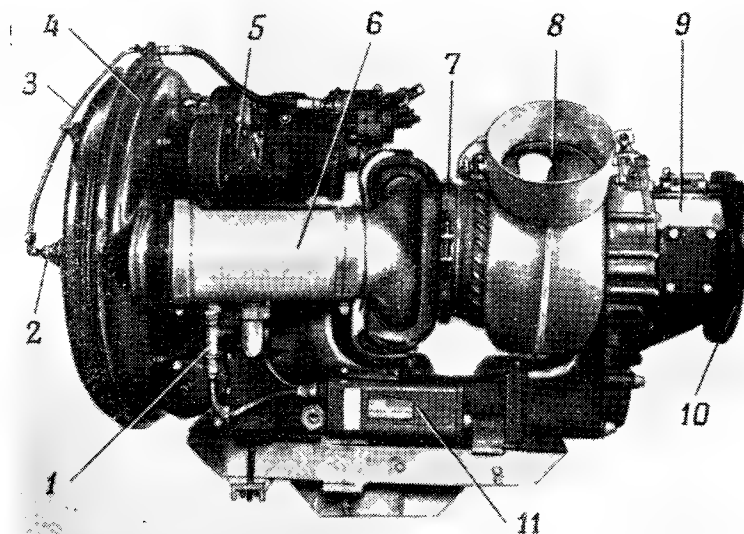
Показаны центробежный компрессор, две камеры сгорания, турбина, выход выхлопных газов и редуктор.

1 — вход воздуха; 2 — крыльчатка; 3 — корпус агрегата; 4 — корпус ротора; 5 — выходной вал; 6 — редуктор; 7 — выхлопной коллектор; 8 — колесо второй ступени турбины; 9 — сопловой аппарат; 10 — колесо первой ступени турбины; 11 — корпус соплового аппарата; 12 — топливная форсунка; 13 — наружный кожух камеры сгорания; 14 — жаровая труба; 15 — держатель передней части камеры сгорания; 16 — корпус камеры сгорания; 17 — топливо.

0,454 кг/л.с. час при максимальном числе оборотов 36 000 об/мин. Степень повышения давления 4,25. При минимальном числе оборотов свободной турбины и числе оборотов выходного вала 700 об/мин, удельный расход топлива составляет 1 кг/л.с. час.

Центробежный компрессор с к.п.д. 0,77 подает воздух для процесса сгорания и охлаждения продуктов сгорания в две симметрично расположенные индивидуаль-

ные камеры сгорания. Турбина компрессора — двухступенчатая. Газы из нее поступают в одноступенчатую свободную турбину, вал которой через редуктор с передаточным отношением 8,9 соединяется с выходным валом.

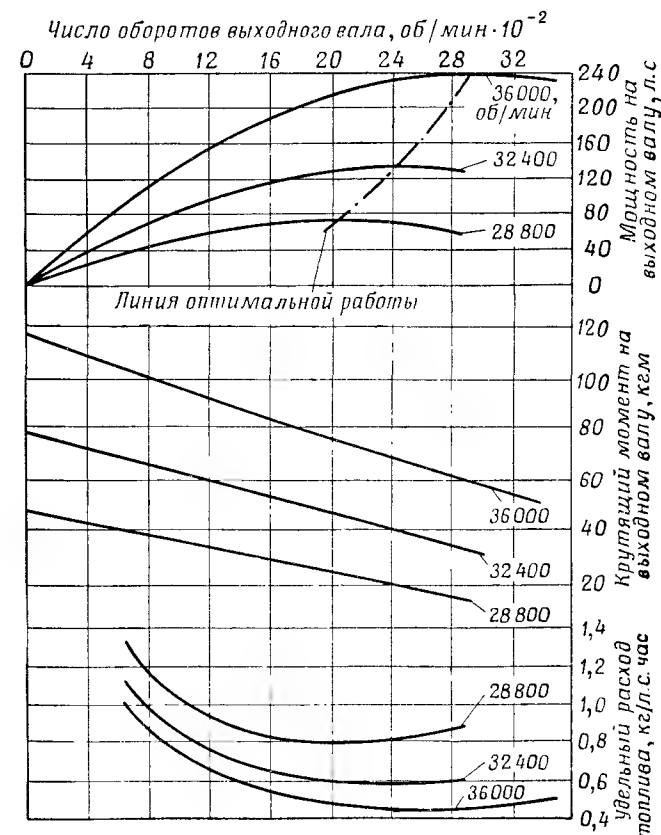


Фиг. 163. Наружный вид двигателя „Боинг“ 502-10С.

1 — свеча зажигания; 2 — форсунка; 3 — топливная трубка; 4 — компрессор; 5 — стартер-генератор; 6 — передняя камера сгорания; 7 — турбина; 8 — выпускной коллектор; 9 — редуктор; 10 — фланец вала отбора мощности; 11 — система зажигания высокой энергии.

Турбина компрессора установлена на трех подшипниках плавающего типа. Это позволяет проводить раздельную балансировку частей ротора с последующей их установкой без балансировки всего ротора. Рабочие лопатки турбины, полученные методом точного литья, привариваются к дискам. Вал первой ступени турбины

крепится к ступице диска также при помощи сварки; вал второй ступени устанавливается с горячей посадкой. На фиг. 164 показаны зависимости мощности двигателя, крутящего момента на выходном валу и удель-



Фиг. 164. Характеристики двигателя „Боинг“ 502-10С.

ного расхода топлива от числа оборотов выходного вала в диапазоне от 0 до 3200 об/мин для трех значений числа оборотов турбокомпрессора — 28 800, 32 400 и 36 000 об/мин. Все величины приведены к температуре 15,6°С (стандартная дневная температура).

Масляная система включает нагнетающий насос, подающий масло под давлением $0,7\text{--}2,1 \text{ кг/см}^2$ к подшипникам и шестерням двигателя; его максимальная производительность равна $22,7 \text{ л/мин}$. Откачивающий насос пропускает использованное масло через радиатор низкого давления и направляет его к маслосборнику, объем которого составляет $6,8 \text{ л}$. Топливная система этого двигателя описана в гл. 8.

Двигатель запускается от автоматического стартера, который устраняет возможность ошибки механика или неполадок в двигателе вследствие плохой работы системы зажигания во время запуска. Кнопочный выключатель стартера включает ток в цепи пускового мотора и системы зажигания. При числе оборотов двигателя, равном 4600 об/мин , реле, работающее от тахометра генератора и чувствительное к изменению частоты тока, пропускает ток в обмотку соленоида топливного клапана, который открывается и пропускает топливо к форсункам. При включении зажигания обороты двигателя поднимаются до оборотов, соответствующих режиму холостого хода, т. е. до $15\,000 \text{ об/мин}$. При числе оборотов $12\,000 \text{ об/мин}$ второе реле скорости, работающее от тахометра генератора, выключает систему зажигания и пусковой мотор. Если запуск двигателя будет неудачным или, если двигатель не выйдет на режим со скоростью вращения вала $12\,000 \text{ об/мин}$ через 15 сек после нажатия пусковой кнопки, топливный клапан, стартер и система зажигания немедленно выключаются.

Этот двигатель имеет различное промышленное применение. Он используется в качестве турбовинтового двигателя, морского двигателя, портативной или стационарной установки для привода электрогенератора или компрессора, двигателя для грузовика и автобуса. Более полные данные об этом двигателе имеются в работе [104].

Турбореактивные двигатели малой тяги

В двигателях этого типа количество движения выходящих назад газов используется для создания тяги, направленной вперед. Двигатель представляет собой

газогенератор, проектируемый таким образом, чтобы обеспечить наибольшую массу и скорость выхлопных газов для получения максимального количества движения. Поэтому назначением турбины является исключительно привод воздушного компрессора; в двигателе нет вала отбора мощности. Малые турбореактивные двигатели находят все большее применение. Их тяга соответствует диапазону $182\text{--}910 \text{ кг}$, в то время как тяга двигателей, устанавливаемых на больших военных и гражданских самолетах (лайнерах), доходит до $13\,600 \text{ кг}$.

Турбореактивные двигатели, рассматриваемые в этой книге, в настоящее время более широко используются для малоразмерных управляемых снарядов, управляемых по радио мишеней, легких транспортных самолетов (с двумя или четырьмя двигателями), небольших самолетов с вертикальным взлетом и посадкой (ВВП), легких пассажирских самолетов и т. д.

Современные малые турбореактивные двигатели имеют высокую удельную тягу и низкую величину лобовой поверхности, приходящуюся на 1 кг тяги. Так, один из первых турбореактивных двигателей «Фэйрчайлд», имевший тягу 454 кг , весил только 136 кг , что соответствовало $3,3 \text{ кг}$ тяги на 1 кг веса. Эта величина неуклонно возрастала и в 1958 г. составляла уже около 8 кг тяги/кг веса, а при наличии на двигателе форсажной камеры — около 10 кг тяги/кг веса [103]. Эти величины для малых двигателей относительно более высоки, чем для больших двигателей военных и пассажирских самолетов.

Малые турбореактивные двигатели в настоящее время уже используются в качестве дополнительных двигателей, устанавливаемых на концах крыльев винтовых самолетов, для ускорения взлета и улучшения скороподъемности. Эти двигатели, установленные на самолете в относительно небольших обтекаемых гондолах, могут запускаться при помощи электрического стартера или за счет авторотации, до взлета или во время полета, для набора высоты или в аварийных случаях.

Кроме того, малые турбореактивные двигатели находят применение для управления пограничным слоем на больших газотурбинных самолетах с тем, чтобы избежать необходимости отбора воздуха для этой цели от основных двигателей, приводящего к снижению тяги. Для этого малый двигатель забирает воздух и затем выпускает его вместе с охлажденными газами в оптимальном с точки зрения управления пограничным слоем месте, улучшая тем самым аэродинамическую эффективность поверхности.

Типичные турбореактивные двигатели

К малым турбореактивным двигателям относятся ранние двигатели серии «Турбомека», такие, как «Палас» (177 кг) и «Марборо» (402 кг), и более поздние «Арбизон» (250 кг), «Марборо II» (400 кг), «Гордон» (640 кг), «Аспин II» (382 кг), а также некоторые другие двигатели, выпускаемые по лицензиям.

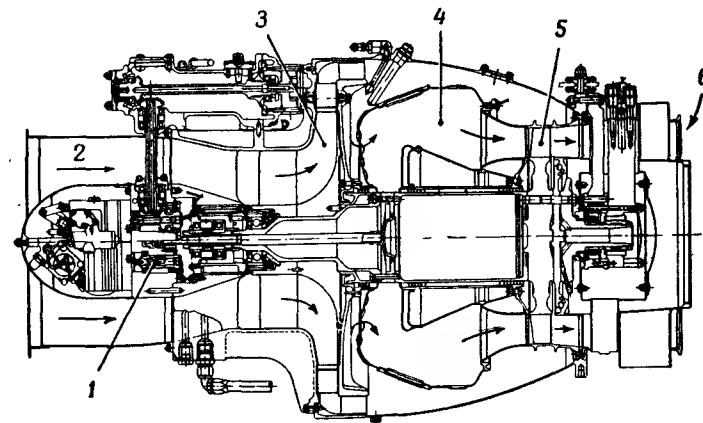
Малый турбореактивный двигатель «Фиат» (1958 г.) имеет тягу 325 кг и вес 88 кг, что соответствует величине 3,7 кг тяги/кг веса. Диаметр двигателя равен 558 мм, лобовая поверхность — 0,26 м². Существуют также и другие модели малых турбореактивных двигателей.

Обычно турбокомпрессоры малых турбореактивных двигателей выполняются в соответствии с практикой, сложившейся при проектировании газотурбинных двигателей, которая рассмотрена в начале данной книги. Однако двигатели большей тяги, применяемые на военных, а в последнее время также и на гражданских самолетах, имеют более сложную конструкцию и системы управления. Более полные сведения по этому вопросу можно найти в работе [10].

В серию газотурбинных двигателей фирмы «Континентал» «Турбомека», построенных в Америке, входят два известных турбореактивных двигателя «Континентал» J 69-T-9 и J 69-T-19 с максимальной или взлетной тягой соответственно 418 и 454 кг. Второй из этих двигателей используется в качестве силовой установки для двухмоторного тренировочного самолета «Цессна» Т-37,

связного самолета «Бич», двухмоторного самолета «Бич», управляемой мишени «Райан» Q-2, являющейся вариантом летающей мишени «Файербир», и других летательных аппаратов.

Из рассмотрения фиг. 165, на которой показан двигатель «Континентал» J 69-T-19 в разрезе, видно, что конструкция построена в соответствии с принципами,



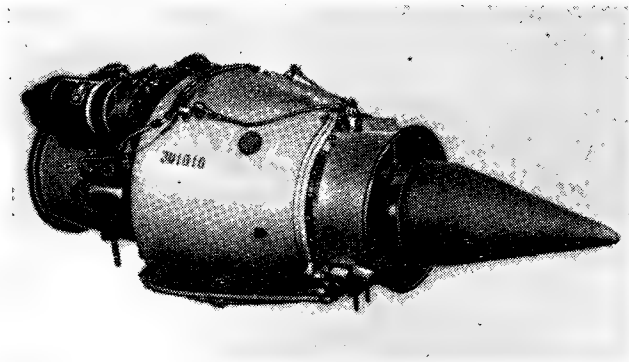
Фиг. 165. Вид турбореактивного двигателя «Континентал» J 69-T-19 в разрезе.

1 — привод агрегатов; 2 — вход воздуха; 3 — компрессор; 4 — камера сгорания; 5 — колесо турбины; 6 — сопло.

применяемыми фирмой «Турбомека» при проектировании центробежного компрессора, кольцевой камеры сгорания с вращающейся центробежной топливной форсункой и одноступенчатой турбины, которые были описаны ранее.

Взлетная тяга двигателя J 69-T-19 равна 454 кг, тяга на крейсерском режиме — 361 кг; сухой вес двигателя составляет 144 кг. Удельный расход топлива на взлетном режиме равен 0,586 кг/кг тяги час, на режиме крейсерской тяги — 0,577 кг/кг тяги час. Расход воздуха равен 9,1 кг/сек. Максимальный диаметр двигателя составляет 572 мм, полная длина — 1574 мм с реактивным насадком, но без выхлопной трубы.

Наименьший двигатель серии «Турбомека» — «Блекборн Палас» имеет тягу 149 кг и сухой вес 77 кг. Удельный расход топлива равен 0,518 кг/кг тяги час; расход



Фиг. 166. Наружный вид турбореактивного двигателя J 69-T-19.

воздуха 3,3 кг/сек; максимальная степень повышения давления 4,12; максимальный диаметр 445 мм, длина 1107 мм (без реактивной трубы).

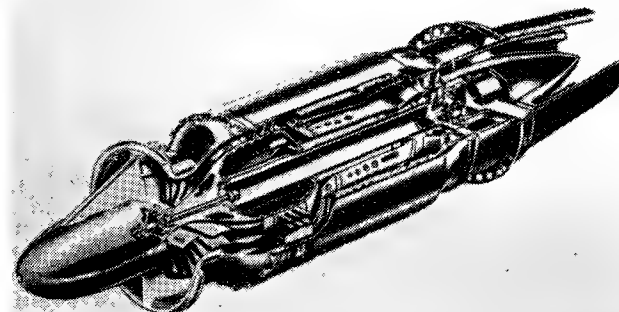
Турбореактивный двигатель «Фэйрчайлд»

Этот двигатель, имеющий тягу 432—454 кг, выпускается в различных вариантах для использования в качестве силовой установки на одно- и многомоторных самолетах; вспомогательных двигателей, устанавливаемых в гондолах по концам крыльев винтовых самолетов; двигателей для управляемых снарядов, управляемых мишеней и т. д. Примером применения этого двигателя является служебный самолет «Фэйрчайлд» М-185, у которого силовые установки, состоящие из спаренных двигателей, размещены под каждым крылом.

У двигателей J 44-R-3 (фиг. 167 и 168) имеется центробежный компрессор, кольцевая камера сгорания и одноступенчатая турбина. Двигатель имеет конструк-

цию типа «монокок» с наружным цилиндрическим корпусом из листовой стали, образующим силовую схему и камеру давления, который связывает корпус компрессора с задней опорой в своей передней части и корпус турбины — с главной опорой в задней части.

Компрессор имеет кольцевой воздухозаборник и одностороннюю крыльчатку, сделанную из легкого сплава, которая при помощи фланца и болтов крепится к трубчатому валу большого диаметра. Ротор турбины крепится также при помощи фланцевого соединения к другому концу вала; он поддерживается двумя шариковыми подшипниками. Кольцевая камера сгорания прямоточного типа имеет одну кольцевую дырчатую

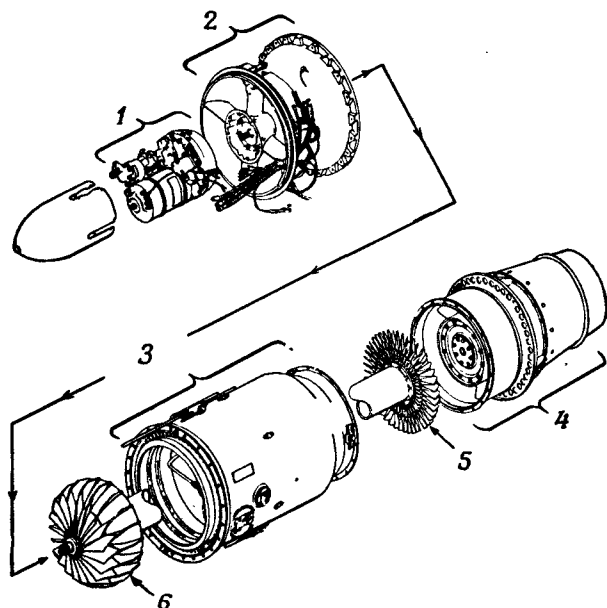


Фиг. 167. Турбореактивный двигатель «Фэйрчайлд» J 44-R-3.

жаровую трубу и двенадцать форсунок, установленных на кольцевом коллекторе, который размещается в передней части жаровой трубы. Топливо подается форсунками в том же направлении, в котором течет воздух.

В турбине осевого типа применяется сопловой аппарат. Диск ротора турбины сделан из сплава тимкен 16-26-6; лопатки из сплава 46 X-40 крепятся к ним при

помощи сварки. Топливная система состоит из кольцевого топливного коллектора, топливного насоса «Песко», изохронного регулятора, топливного дозирующего клапана, клапана ограничения приемистости, а также топливного клапана, приводимого от двигателя.



Ф и г. 168. Основные элементы двигателя „Фейрчайлд“ J 44-R-3.

Двигатель легко и просто разбирается и собирается. 1—корпус агрегатов; 2—корпус воздухозаборника; 3—диффузор компрессора, камера сгорания и сопловой аппарат турбины; 4—диффузор турбины вместе с соплом; 5—колесо турбины; 6—компрессор.

Система смазки невозвратного типа. Главные подшипники смазываются масляным туманом, для чего используется воздух, отбираемый от компрессора. Масляный бак расположен внутри корпуса диффузора.

Двигатель запускается электромотором или стартером, работающим на сжатом воздухе. Для первона-

чальных пусковых операций используются две свечи зажигания, входящие в систему зажигания G.L.A.

Описанный двигатель имеет статическую тягу при стандартных атмосферных условиях, равную 454 кг; удельный расход топлива 0,703 кг/кг тяги час; расход масла 0,027 кг/час; сухой вес 168 кг; отношение тяги к весу 2,7 кг тяги/кг веса; лобовую поверхность 0,297 м²; диаметр 617 мм; длину (с реактивной трубой) 2300 мм.

Л И Т Е Р А Т У Р А

- 1 Donkin B., Gas, Oil and Air Engines, Lnd., 1911.
- 2 Meyer A., The Combustion Gas Turbine, its History and Development, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (February 1939).
- 3 Holzwarth H. H., The Gas Turbine, Lnd.
- 4 Charnock G. F., The Internal Combustion Engine, with Special Reference to the Gas Turbine, *Proc. Huddersfield Engng. Soc.* (1923—1924).
- 5 Jendrassik G., The Jendrassik Gas Turbine, *Z. VDI*, 83, № 26 (July 1939).
- 6 Rateau A., Turbo-Compressors for Aeroplanes, *Inst. Mech. Eng. J.*, № 4 (June 1942).
- 7 Moss S. A., Gas Turbines and Superchargers, *Trans. ASME*.
- 8 The History of Jet Propulsion, *Engineer* (January 21, 28, 1944).
- 9 Whittle F., The Early History of the Whittle Jet Propulsion Gas Turbine, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (October 1945).
- 10 Judge A. W., Gas Turbines for Aircraft, Lnd, 1958.
- 11 Fischer F. K., Meyer C. A., The Combustion Gas Turbine, *Aero Digest* (October 1944).
- 12 Bright R. H., Development of Gas Turbine Power Plants for Traction Purposes, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (1945—1946).
- 13 Wood B., Future of the Gas Turbine, *Engineer* (March 17, 24, 31, 1944).
- 14 Glaister E., Smith A. G., Gas Turbine Principles and Practice, Chap. 3, Thermodynamics, Lnd.
- 15 Thomson W. R., The Fundamentals of Gas Turbine Technology, Lnd.
- 16 Shepherd D. G., An Introduction to the Gas Turbine, Lnd, 1949.
- 17 Cohen H., Rogers G. F., Gas Turbine Theory, Lnd., 1951.
- 18 Smith C. W., Aircraft Gas Turbines, Lnd.
- 19 Schüle W., Technical Thermodynamics, Lnd.

20. Robinson W., Applied Thermodynamics, Lnd.
21. Vincent E. T., Theory and Design of Gas Turbines and Jet Engines, Lnd. — N. Y., 1950.
22. Gas Turbine Series: 1) Cycles and Performance Estimation, 2) Some Fundamentals of Combustion, Lnd.
23. Gibb C., Bowden A. T., The Gas Turbine, with Special Reference to Industrial Applications, *J. Roy. Soc. Arts* (March 1947).
24. Judge A. W., Modern Gas Turbines, Lnd.
25. Hafer A. A., Cycle Arrangements and Exhaust Heat Recovery for Small Gas Turbine Units, Symposium on The Role of the Small Gas Turbine, Dept. of Mech. Engineering of the Polytechnic Inst. of Brooklyn, USA, October 1955.
26. Martinuzzi P. F., The Small Industrial Gas Turbine, Symposium on The Role of the Small Gas Turbine (см. [25]).
27. Bright R. H., The Development of Gas Turbine Power Plants for Traction Purposes, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (1945—1946).
28. Parsons C. A., Hrynyszak W., Pat., № 719, 775, 1955.
29. Heron S. D., The Turbine Vehicle of the Future, *SAE J.* (April 1956).
30. Huebner G. J., The Automotive Gas Turbine. Today and Tomorrow, *SAE Trans.*, 65 (1947).
31. Hawthorne E. P., The Automotive Gas Turbine. Some Considerations of Heat Exchanger Design. *The Oil Engine and Gas Turbine* (September and October 1954).
32. Constant H., The Prospects of Land and Marine Gas Turbines, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 159 (1948).
33. Waller G., Some Types of Rotary Regenerative Heat Exchanger, *The Oil Engine and Gas Turbine* (January 1953).
34. Shell Refining and Marketing Co., Pat. № 664 528.
35. Schmidt E., Contra-flow Heat Exchangers, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 159 (1948).
36. Saunders O. A., Smoleniec S., Elements of Heat Transfer, Vol. 1, Lnd, 1950.
37. Chao W. W., Compact Heat Exchangers for Small Gas Turbines, Symposium on the Role of the Small Gas Turbine (см. [25]).
38. Chao W. W., Research and Development of an Experimental Rotary Regenerator for Automotive Gas Turbines, *Proc. 17th Ann. Meeting, Am. Power Conf.*, 1955.
39. Kayes W. M., London A. L., Johnson D. W., Gas Turbines and Heat Exchangers, *Proc. ASME* (1951).

40. Johnson J. E., Regenerator Heat Exchangers for Gas Turbines, A. R. C. R. and M., № 2630, 1952.
41. Nusselt W., Die Theorie des Winderhitzers, *Z. V. D. I.*, 71, 85 (1927).
42. Nusselt W., Eine Neue Formel für den Wärmdurchgang in Kreuzstrom, *Techn. Mech. Thermodynam.*, 1, № 12, 5, 417—422 (1930).
43. Jacob M., Heat Transfer, N. Y., 1950.
44. Bruges E. A., Performance of Heat Exchangers, *Engineer* (April 16, 1957).
45. Roxbee Cox H., Heat Exchangers, Section 21, Gas Turbine Principles and Practice, Lnd.
46. Turunen W. A., Collman J. S., The Regenerative Whirlfire Engine for Firebird II, *SAE Trans.*, 478 (1952).
47. Improvements Relating to Heat Exchanging Apparatus, Pat. № 655 984, March 5, 1948.
48. Improvements in the Manufacture of Tubes and/or Nests of Tubes for Thermic Exchange, Pat. № 619672, Soc. Anonyme des Usine Chausson, France.
49. Improvements in and Relating to Regenerative Heat Exchangers for Combustion Turbines, Pat. № 655 313, C. A. Parsons Co. Ltd. and Ministry of Supply, December 12, 1947.
50. Schwartz F. L., Gas Turbines, *Proc. Am. Soc. Engrs.* (September 1949).
51. Turunen W. A., Gas Turbines in Automobiles, SAE 1949 Summer Meeting, Indiana.
52. Turunen W. A., Pinwheel or Pistons? SAE 1954 Summer Meeting Atlantic City, N. J.
53. Turunen W. A., Schilling R., Baugh E. L., Aspects of the Automotive Gas Turbine for Military and Commercial Vehicles, SAE Summer Meeting June 2—7, 1957, Atlantic City, N. J.
54. Weaving J. H., The Austin Vehicle Gas Turbine, Paper presented at the ASME Gas Power Conference, Detroit, Michigan, March 18—21, 1957.
55. Britain's Latest Gas Turbine Car, *The Oil Engine and Gas Turbine* (October 1956).
56. Rover 2S/100 Gas Turbine, *The Autocar* (March 15, 1957).
57. Beaufriere A. H., An Exploration of the Automotive Gas Turbine, SAE Golden Anniversary Meeting, Detroit, January 12, 1955.

58. Chao W. W., Engineering Details of Ford Rotary Heat Exchanger, *Automotive Industries* (May 15, 1955). См. русский перевод. Сб. «Газовые турбины», ИЛ, М., 1957, стр. 81—85.
59. Wallace F. J., Theoretical Assessment of the Performance Characteristics of Inward-radial-flow Gas Turbines, *The Chartered Mechanical Engineer*, June 1958.
60. Jamieson A. W. H., The Radial Turbine; Roxbee Cox H., Gas Turbine Principles and Practice, Lnd.
61. Von der Nuell W. T., Single-stage Radial Turbines for Gaseous Substances, Am. Soc. Engrs., Paper № 51-F-16 (1951).
62. Balje O. E., Contribution to the Problem of Designing Radial Turbomachines, Am. Soc. Engrs., Paper № 51-F-12.
63. Martinuzzi P. F., Multi-Stage Radial Turbines, Am. Soc. Engrs., Paper № 51-F-15.
64. Wosika L. R., Radial Flow Compressors and Turbines for the Simple Small Gas Turbine, Am. Soc. Engrs., Paper № 52-S-13.
65. Bell F. R., The Small Industrial Type Gas Turbine, *The Oil Engine and Gas Turbine* (July 1953).
66. Bell F. R., Gas Turbine Arrangements, *The Oil Engine and Gas Turbine* (August 1953).
67. Hutchinson D. W., The Differential Gas Turbine, SAE Golden Anniversary Meeting, St. Louis, November 1, 1955 (*SAE Trans.*, 1956).
68. Single Shaft, Free Turbine, Basic Differential and Differential Free Turbine Systems, *The Oil Engine and Gas Turbine* (June 1958).
69. Judge A. W., C. I. Engine as Gas Turbine Gas Generator, pp. 517—520, *High Speed Diesel Engines*, 5th Ed., Lnd. 1957.
70. Centenary of the Free Piston Atmospheric Gas Engine, *Engineer*, (June 14, 1957).
71. A British Production-type Free Piston Gasifier, *The Oil Engine and Gas Turbine* (June 1954).
72. A British Free Piston and Gas Equipment, *The Oil Engine and Gas Turbine* (August 1957).
73. Farmer H. O., Free Piston Compressor Engines, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (1946).
74. Underwood A. F., The GMR 4—4 Hyprex Engine, SAE Summer Meeting Atlantic City, N. J., June 3—8, 1956.
75. Hooper R. J., Orion. A Gas-Generator Turbo Compound Engine, *Automotive Industries* (August 15, 1956).

76. Ford Studies Dynamics of Free Piston Gasifier, *SAE J.* (August 1956).
77. The Automotive Free Piston Turbine Engine, *SAE Trans.*, 65 (1957).
78. Ford Develops the Model 519 Free Piston Gasifier, *SAE J.* (July—August 1957).
79. Buckle K. L., High Temperature Alloys in Relation to Gas Turbine Design, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (1951).
80. Harwood J. J., Trends in Gas Turbine Materials, Symposium on the Role of the Small Gas Turbine, Dept. of Mech. Engineering, Polytechnic Inst., Brooklyn, USA, October 1955.
81. Ministry of Supply C. I. O. S., Files, Nos. XXX, 66 and XXXI, 22.
82. Judge A. W., Gas Turbines for Aircraft, Chap. 14, Special Materials for Gas Turbines, Lnd., 1958.
83. British Ceramic Coatings Developments (Fulmer Res. Inst. Stoke Poges), *The Oil Engine and Gas Turbine* (November 1952).
84. Clarke J. S., Combustion Problems associated with the Aero Gas Turbines, *J. Roy. Aeron. Soc.* (April 1956).
85. Lloyd D., Combustion in the Gas Turbine, *Aeron. Res. Council R. and M.*, № 2579, 1952.
86. Combustion in the Jet Engine, *Aeroplane* (March 20, 1953).
87. Watson E. A., Clarke J. S., Gas Turbine Combustion, *Flight* (June 12, 1947).
88. Annular Combustion for Turbine Engines, *Aeroplane* (January 14, 1955).
89. Joint Conference on Combustion, Inst. Mech. Engrs. and Am. Soc. Mech. Engrs, Boston, June 1955 and London, October 1955.
90. Fremont H. A., Combustion in Small Gas Turbines, Symposium on the Role of the Small Gas Turbine, Dept. of Mech. Engineering, Polytechnic Inst., Brooklyn, USA, October 1955.
91. Ashwood P. F., The T-Scheme, A low-pressure Loss Combustion Chamber System, *Flight* (December 4, 1947).
92. A Compact High-intensity Combustion System, *The Oil Engine and Gas Turbine* (January 1955).
93. Bowen I. G., Combustion of Liquid Fuels (Gas Turbine Principles and Practice), Lnd.
94. Spalding D. B., Some Fundamentals of Combustion, Gas Turbine Series, Vol. 2, Lnd.
95. Judge A. W., Fuels and Fuel System, Gas Turbines for Aircraft, Lnd., 1958.

96. Watson E. A., Fuel Control and Burning in Aero-Gas Turbine Engines, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (December 1955).
97. Buchi A. J., Exhaust Suppercharging of Internal Combustion Engines, Monograph № 1, *J. Franklin Inst.* (1953).
98. The Use of the Turbo-Compressor for Attaining Great Speeds in Aviation, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (1922—1923).
99. Judge A. W., Modern Petrol Engines, Lnd.
100. Judge A. W., High Speed Diesel Engines, Lnd.
101. Heglund F. W., Design Analysis of the General Electric T58 Engine, *Proc. ASME, First Intern. Gas Turbine Symposium*, Washington, March 1958.
102. Small Power Air Bleed Turbines, *The Oil Engine and Gas Turbine* (November 1955).
103. Gregory A. T., The Future of Small Turbojet Engines, Airforce-Aircraft Industry Conference on Turbojet Propulsion Systems, California, November 1956.
104. Skidmore W. E., Evolution of Gas Turbine, *SAE Paper*, March 1, 1957.
105. Versatile Range of Small Gas Turbine (Air Research Units), *The Oil Engine and Gas Turbine* (October 1956).
106. Simple 45 B.H.P. Gas Turbine for the US Navy, *The Oil Engine and Gas Turbine* (October 1951).
107. 45/75 H.P. Gas Turbine, *Engineer* (May 6, 1955).
108. Kress R., A New Solar Gas Turbine Driven Auxiliary Power Plant, *ASME Gas Turbine Power Conference*, Washington, D. C., April 1956.
109. Carlson P. G., Swatman I. M., The Development of a 500 H.P. Multipurpose Gas Turbine Engine, Paper presented at ASME Diamond Jubilee Meeting, Baltimore, April 1955.
110. 500 H.P. Solar «Jupiter» Gas Turbine, *Engineer* (October 14, 1955).
111. Reed W. E., A New Approach to Turbojet and Ramjet Engine Control, *SAE Trans.*, 64 (1956).
112. Gas Turbine Development. B. M. W., Junkers, Daimler-Benz, Lnd.
113. Reeman J., Buswell R. W. A., An Experimental Single-Stage Air-cooled Turbine, Pt. 1, Design of the Turbine and Manufacture of some Experimental Internally-cooled Nozzles and Blades, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (1953).
114. Ainsley D. G., Research on the Performance of a Type of Internally Air-cooled Turbine Blade, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (1953).

115. Smith A. C., Pearson R. D., The Cooled Gas Turbine, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 163 (1950).
116. Albert S., Grey R. E., Drake D. D., Applications of Internal Liquid Cooling to Gas Turbine Rotors, ASME Gas Turbine Power Division, Diamond Jubilee Meeting, Chicago, November 13—18, 1956.
117. Small Gas Turbine, *Engineer* (May 13, 1955).
118. Budworth Small Design in Limited Production, *The Oil Engine and Gas Turbine* (April 1955).
119. A Lightweight 500 G. P. M. Pumping Outfit, *The Oil Engine and Gas Turbine* (December 1956).
120. Watson A. E., Clarke J. S., Gas Turbine Combustion, *Flight* (June 12, 1947).
121. Bowen I. G., Combustion Systems for Liquid and Gaseous Fuels, Pt. 17, Gas Turbine Principles and Practice, Lnd.
122. Lucas J., Fuel Control Systems (Gas Turbine Equipment), Birmingham.
123. *The Oil Engine and Gas Turbine*, p. 436 (March 1954).
124. The Ruston Gas Turbine, *The Oil Engine and Gas Turbine* (September 1957).
125. 1000 H. P. Aircraft Turbines, *Engineer* (February 21, 1958).
126. Turunen W. A., Collman J. S., The GT-305 Regenerative Engine in Firebird III, Presented at the SAE Annual Meeting, Detroit, January 12—16, 1959.
127. Engineering Features of the Firebird III, Res. Lab. Rep., General Motors Corp., 1958.
128. Firebird III, Summary of Styling Features, General Motors Corp., 1958.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие редактора перевода	5
Предисловие автора	9
Глава 1. Некоторые исторические сведения	12
Глава 2. Простой газотурбинный двигатель	15
Газотурбинный двигатель с центробежным компрессором	19
Некоторые физические параметры двигателей	20
Простой газотурбинный двигатель с силовым валом	22
Вал турбины и подшипники	25
Малые газотурбинные двигатели с центробежным компрессором	27
Многоступенчатые центробежные компрессоры	30
Радиальная центробежная турбина	31
Двигатель «Стандарт» с радиальной турбиной	36
Газотурбинные двигатели с осевым компрессором	39
Газотурбинный двигатель со свободной силовой турбиной	40
Устройство газотурбинного двигателя. «Бойнг-502»	43
Весовое преимущество малых газотурбинных двигателей	44
Особенности простого газотурбинного двигателя	46
Некоторые недостатки и трудности	54
Низкие значения к. п. д. на нерасчетных режимах	56
Некоторые практические трудности	57
Глава 3. Некоторые теоретические сведения	61
Отрицательная работа	62
Термический к. п. д. идеального цикла	63
К. п. д. и температура газов на входе в турбину	67
Термические к. п. д. реальных двигателей	67
Соотношение для расхода топлива	69
Некоторые замечания по термическим к. п. д.	69
Полный к. п. д.	70
Удельная мощность	71
Удельная мощность и расход воздуха	72

Изоэнтропические процессы	72
К. п. д. компрессора	73
К. п. д. турбины	74
Политропический к. п. д.	74
Поправки к идеальному циклу	77

Глава 4. Коэффициенты полезного действия газотурбинного двигателя 81

Термический к. п. д. и температура воздуха на входе в компрессор	81
Термический к. п. д. и температура на входе в турбину	83
Термический к. п. д. и степень повышения давления в двигателе	84
Совместное влияние степени повышения давления и рабочей температуры газов на входе в турбину	85
Полезная и полная мощность газотурбинного двигателя	87
Мощность, степень повышения давления и рабочая температура газов двигателя	90
Учет потерь в двигателе	92
Удельная мощность газотурбинных двигателей	94
Факторы, влияющие на весовой расход воздуха	96
К. п. д. при частичных нагрузках	97

Глава 5. Пути улучшения характеристик малых газотурбинных двигателей 102

Влияние малых размеров	102
Простота конструкции и стоимость	103
Улучшение характеристик газотурбинного двигателя	104
Повышение к. п. д. элементов двигателя	104
Воздушный компрессор	105
Турбина	108
Применение теплообменников	108
Теоретические вопросы, связанные с применением теплообменников	110
Пример простого газотурбинного двигателя с теплообменником	112
Двигатель со свободной турбиной и теплообменником	113
К. п. д. теплообменника	116
Расчетные параметры типичного газотурбинного двигателя со свободной турбиной и теплообменником	116
Регенерация тепла и степень повышения давления	121
Регенерация тепла и температура газов на входе в турбину	123
Регенерация тепла и к. п. д. компрессора	124

Типы теплообменников	125
Рекуперативный теплообменник	125
Некоторые замечания по рекуперативным теплообменникам	128
Регенеративный теплообменник	130
Некоторые замечания по регенеративным теплообменникам	135
Расчет теплообменников	138
Теплообменники для малых газотурбинных двигателей	139
Теплообменник фирмы «Крайслер»	139
Теплообменник фирмы «Дженерал Моторс»	141
Теплообменник фирмы «Форд»	146
Повышение рабочей температуры газов на входе в турбину	148
Система воздушного охлаждения турбины	150
Типы рабочих и сопловых лопаток	152
Другие методы повышения к. п. д. двигателя	156
Газотурбинный двигатель с дифференциальным механизмом	163

Глава 6. Автомобильные газотурбинные двигатели 171

Преимущества малого газотурбинного автомобильного двигателя	172
Некоторые недостатки	177
Возможные преимущества применения газотурбинных двигателей для грузовых автомобилей	182
Характеристики крутящего момента и мощности	182
Отношения величин крутящих моментов	185
Регулирование газотурбинного двигателя	185
Улучшение характеристик при использовании теплообменника	186
Сравнение с автоматической системой передачи	187
Применение газотурбинного двигателя с дифференциальным механизмом	190
Расположение двигателя в автомобилях	190
Успехи в развитии автомобильных газотурбинных двигателей	192
Некоторые другие автомобильные двигатели	196
Газотурбинные двигатели фирмы «Ровер»	196
Газотурбинный двигатель фирмы «Остин»	201
Газотурбинный двигатель фирмы «Крайслер»	207
Газотурбинный двигатель фирмы «Дженерал Моторс»	210
Двигатели GT-302	217
Регенеративный двигатель «Уирлфайер» фирмы «Дженерал Моторс»	218
Испытания двигателя на грузовом автомобиле	226
Двигатель GT-305 фирмы «Дженерал Моторс» (1959)	229

Глава 7. Свободнорпоршневые двигатели с турбиной	236
Использование двигателя Дизеля в качестве газогенератора	236
Преимущества схемы дизель-газогенератор	237
Некоторые недостатки	238
Пример комбинированного дизель-газотурбинного двигателя	239
Свободнорпоршневой двигатель	241
Принцип действия	242
Свободнорпоршневой двигатель с внутренним потоком	245
Преимущества свободнорпоршневого двигателя Дизеля	253
Некоторые недостатки, которые необходимо устранить	254
Применение свободнорпоршневых двигателей	255
Двигатель «GMR-4-4-Хайпрекс» фирмы «Дженерал Моторс»	256
Свободнорпоршневые двигатели компании «Форд»	261
Турбина	263
Двигатель для трактора	264
Описание двигателя	265
Глава 8. Камеры сгорания и топливные системы	270
Некоторые общие требования к сгоранию	271
Принципы сгорания	273
Типы камер сгорания	275
Другие типы камер сгорания	279
Камеры сгорания малых газотурбинных двигателей	283
Топлива	283
Системы регулирования подачи топлива	284
Система регулирования автомобильного двигателя	285
Регулирование отношения расходов топлива и воздуха	286
Регулирование температуры газа на входе в турбину	287
Пневматический метод регулирования подачи топлива	290
Принципиальная схема топливной системы	291
Требования к топливной системе	293
Пример простой топливной системы	293
Топливная система вспомогательного авиационного газотурбинного двигателя «Ровер»	295
Топливная система двигателя «Палуст» фирмы «Турбомека»	298
Топливная система двигателя «Боинг 502-10С»	300
Топливная система двигателя Т-58 фирмы «Дженерал Электрик»	302
Топливная форсунка	305
Типичные топливные форсунки	306

Форсунка сливного типа	309
Форсунки испарительного типа	309
Воспламенение распыленного топлива	310
Глава 9. Материалы для газотурбинных двигателей	313
Рабочие температуры	314
Требования к жаропрочным материалам	314
Предел ползучести и деформация ползучести	315
Применение термопар	319
Напряжения и ресурс работы турбины	319
Металлы для дисков ротора	320
Ферритные материалы для турбинных дисков	321
Диски малых турбин	323
Материалы для лопаток ротора	324
Сплавы нимоник для лопаток	326
Другие жаропрочные сплавы	328
Сопловые лопатки турбины	329
Некоторые другие материалы для лопаток турбины	331
Керамика	331
Металлокерамические материалы	332
Металлокерамические материалы, имеющие промышленное применение	334
Замечания относительно металлокерамических материалов группы керметов	335
Керамические покрытия для металлов	335
Материалы для компрессоров	337
Сплавы титана	339
Лопатки компрессора из титановых сплавов	342
Алюминиевые сплавы, получаемые спеканием	343
Лопатки из пластиков	343
Материалы для камер сгорания	343
Теплоизолирующие покрытия	345
Глава 10. Некоторые примеры применения газотурбинных двигателей	346
Портативные установки	347
Турбокомпрессоры, работающие на выхлопных газах	350
Малые газовые турбины, работающие на однокомпонентных топливах	352
Турбостартер, работающий на продуктах сгорания топлива в воздухе	354

Турбины, работающие на сжатом воздухе	355
Использование выхлопных газов топки парового котла	357
Газовые турбины с системами регенерации тепла	357
Вентиляция двигательных боксов	359
Одновалные двигатели	361
Газотурбинный двигатель «Бадворт»	362
Двигатели фирмы «Блекборн—Турбомека»	364
Двигатели с отбором воздуха от компрессора	367
Ограничения двигателей с отбором воздуха	371
Двигатели с отбором воздуха и полезной мощностью на валу	372
Двигатели со свободной турбиной	373
Малые газотурбинные двигатели для морских целей	375
Газотурбинные двигатели для малых вертолетов	375
Двигатели фирмы «Блекборн»	378
Двигатели со свободной турбиной фирмы «Нэпир»	379
Двигатели со свободной турбиной фирмы «Армстронг — Сиддли»	382
Двигатель Т-58 фирмы «Дженерал Электрик»	385
Газотурбинные двигатели фирмы «Эйрисёрч»	390
Двигатели авиационной компании «Солар»	391
Двигатель «Боинг» со свободной турбиной	396
Турбореактивные двигатели малой тяги	400
Типичные турбореактивные двигатели	402
Турбореактивный двигатель «Фэйрчайлд»	404
Литература	408

А. Д ж а д ж

ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Редактор Л. П. Трицкая

Художник И. А. Литвишко

Художественный редактор Н. В. Зотова

Технические редакторы В. Н. Беклемашева и А. Г. Резоухова

Корректор И. П. Максимова

Сдано в производство 31/1 1963 г. Подписано к печати 13/VI 1963 г.
 Бумага 84×108¹/₃₂ = 6,6 бум. л. 21,5 печ. л. Уч.-изд. л. 20,6. Изд. № 20/1485.
 Цена 1 р. 59 к. Зак. № 1097.

Издательство иностранной литературы
 Москва, 1-й Рижский пер., 2.

Типография № 2 им. Евг. Соколовой УЦБ и ПП Ленсовнархоза.
 Ленинград, Измайловский пр., 29.